

Treball de Fi de Grau

Grau en Enginyeria en Tecnologies Industrials

Estudi termodinàmic dels Cicles Duals de turbina de gas (TG) i Cicles Combinats de turbina de gas (TG) i turbina de vapor (TV).

MEMÒRIA

Autor: Eduard Jové
Director: José Luís Martín Godoy
Convocatòria: Juny 2019



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



Resum

L'objectiu d'aquest treball és estudiar quin sistema és el més eficient per tal d'aprofitar l'energia dels gasos que s'alliberen en un cicle simple de turbina de gas. D'aquesta manera, en aquest projecte es realitza una anàlisi energètica i una avaluació econòmica de les plantes de cicle dual de turbina de gas i de cicle combinat de turbina de gas i turbina de vapor.

Primer, s'ha descrit el funcionament del cicle de l'aire i de vapor, i s'han definit els balanços d'energia de tots els elements que els componen. Al llarg del treball, s'ha utilitzat el programa Engineering Equation Solver, EES, per resoldre totes les equacions i calcular les propietats del fluid en tots els punts del sistema.

En segon lloc, per modelar les diferents plantes s'ha proposat diverses configuracions de cada una per tal de maximitzar la potència generada, i mitjançant estudis paramètrics s'ha estudiat la influència que tenen algunes variables en el rendiment del sistema.

Finalment, s'ha comparat l'impacte ambiental i econòmic que tindrien els dos cicles en el cas d'una planta que vulgui generar 400MW de potència. Amb aquest estudi es dedueix que el cicle amb més rendiment, i per tant, la forma més eficient i neta de generar energia és el cicle combinat de vapor.

Abstract

The aim of this work is to study the most efficient system that can take profit of the energy of the gases that are released in a single cycle of gas turbine. Therefore, in this project, an energy analysis and economic evaluation of the dual gas turbine cycle plants and the combined cycle of gas turbine and steam turbine is carried out.

In first place, it has been described the air and steam cycles, and the energy balances of all the elements that construct them have been defined. Throughout the work, the Engineering Equation Solver, EES, has been used to solve all equations and calculate the fluid properties at all points in the system.

Secondly, to model the different plants, several configurations have been proposed in order to maximize the power generated, and by parametric studies it has pointed out the influence that some variables have on the performance of the system.

Finally, the environmental and economic impact that would have the two cycles has been compared by studying the case of a plant that generates 400MW of power. With this study it is deduced that the cycle with greater performance, and therefore, the most efficient and cleanest way to generate energy is the combined steam cycle.

Sumari

SUMARI	6
1. INTRODUCCIÓ	9
1.1. Objectius i Abast del projecte	9
1.2. Motivació	9
1.3. Coneixements previs	10
2. TURBINA DE GAS	12
2.1. Cicle simple.....	12
2.2. Cicle compost	13
2.3. Cicle regeneratiu.....	14
3. CICLES COMBINATS	15
3.1. Cicle combinat turbina de gas	15
3.2. Cicle combinat turbina de vapor	16
3.2.1. Turbina de vapor.....	16
3.2.2. Cicles combinats amb un nivell de pressió	17
3.2.3. Cicle combinat amb desgassificador	19
3.2.4. Cicles combinats amb dos nivells de pressió	20
4. SOFTWARE	22
4.1. EES.....	22
5. ANÀLISI ENERGÈTICA	23
5.1. Cicle superior de gas	23
5.2. Cambra de combustió	26
5.3. Anàlisi energètica dels cicles combinats	29
5.4. Cicle inferior de vapor	30
6. INTRODUCCIÓ ALS RESULTATS	33
6.1. L'aire com a gas ideal i C_p constant.....	34
6.2. Estudi comparatiu del comportament de l'aire	35
7. RESULTATS	37
7.1. Cicle superior turbina de gas.....	37
7.2. Estudi paramètric del cicle de turbina de gas.....	39
7.2.1. Temperatura d'entrada	39
7.2.2. Relació de compressió	40

7.2.3. Temperatura entrada turbina	43
7.3. Resultats de l'estudi	44
7.4. Cicle combinat turbina de vapor	45
7.5. Cicle combinat turbina de vapor amb desgasificador	48
7.6. Estudi paramètric cicle combinat	53
7.6.1. Pressió de condensació	53
7.6.2. Pressió de vapor a la caldera de recuperació	55
7.6.3. Pinch Point	56
7.6.4. Approach Point	57
7.7. Resultats de l'estudi	58
7.8. Cicle combinat de dues pressions:	59
7.9. Cicle combinat turbina de gas	61
7.10. Estudi paramètric del cicle dual de turbina de gas	64
7.10.1. Estudi paramètric de la relació de pressions al cicle inferior	67
7.11. Cicle dual de gas amb refrigeració intermèdia	68
7.11.1. Estudi paramètric de les relacions de compressions	71
7.12. Resultats de l'estudi	72
7.13. Cicle dual de gas amb refrigeració intermèdia i combustió seqüencial	72
8. ESTUDI ECONÒMIC	75
9. IMPACTE MEDIAMBIENTAL	77
CONCLUSIONS	79
BIBLIOGRAFIA	80
Referències bibliogràfiques	80
Bibliografia complementària	80

1. Introducció

1.1. Objectius i Abast del projecte

L'objectiu del treball consisteix en estudiar quin cicle combinat genera més potència neta a partir d'una mateixa quantitat d'energia subministrada.

Per assolir aquests objectius es dividirà la planta en dues unitats principals, que són el cicle superior i el cicle inferior. El cicle superior serà comú en les dues plantes, i a partir dels seus resultats, donarà lloc a l'anàlisi dels diferents cicles inferiors.

D'aquesta manera, el projecte pretén estudiar i comparar, des d'un punt de vista energètic, quin cicle inferior és el més eficient, i per cadascun d'ells, es proposaran diverses configuracions per optimitzar els resultats.

Per al cicle dual de gas, es proposa la refrigeració intermèdia i la combustió seqüencial com models per millorar el procés d'obtenció d'energia.

Per al cicle combinat amb turbina de vapor, es proposa fer operar el vapor a una o dues pressions, i s'analitzarà la importància que té l'ús d'un desgasificador.

Finalment, es durà a terme un anàlisi ambiental i econòmic en funció de la potència que generi cada cicle.

1.2. Motivació

Les lleis de l'univers, tal i com les coneixem avui en dia, ens asseguren que la conversió de l'energia no és tan fàcil de realitzar. Gràcies a la dedicació i a la voluntat de certes persones en superar allò que ens sembla impossible, vivim en una època on carregar el telèfon o engegar una bombeta sigui una cosa fàcil i factible. Però degut a les altes emissions d'agents contaminants que s'alliberen a l'exterior en les centrals de generació d'energia, ens porta actualment a fer front a un nou problema: l'escalfament global.

Es per això que amb aquest treball es pretén analitzar els mètodes que s'han desenvolupat en aquests darrers anys per minimitzar l'impacte d'aquests agents i abastir el ràpid augment de la demanda energètica.

1.3. Coneixements previs

Segons el segon principi de la termodinàmica, no existeix una màquina tèrmica cíclica que sigui capaç de generar treball a partir d'una única font de calor.

Aquest principi estableix que, l'entropia d'un sistema aïllat, és a dir, adiabàtic, sempre creix degut a les irreversibilitats que presenta el sistema.

$$\Delta S_{univers} = \Delta S_{motor} + \Delta S_{font} > 0 \quad Eq: 0.1$$

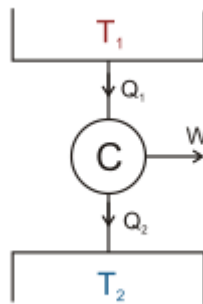


Figura 0.1: Màquina de Carnot. Font:[5]

Aplicant els dos principis de la termodinàmica a aquest motor, suposant que tots els processos que experimenta el fluid són reversibles, i que també l'intercanvi de calor amb les fonts és reversible, s'obtindrà:

1er Principi aplicat a tot el procés:

$$W_{rev} = Q_{1rev} - Q_{2rev} \quad Eq: 0.3$$

2n Principi aplicat al sistema aïllat:

$$\Delta S = \Delta S_{motor} + \Delta S_{font1} + \Delta S_{font2} = 0 - \frac{Q_{1rev}}{T_1} + \frac{Q_{2rev}}{T_2} \quad Eq: 0.4$$

El rendiment tèrmic d'un motor cíclic s'expressa com la relació entre el treball obtingut i la quantitat de calor aportada per la font calenta:

$$\eta_{\text{tèrmic}} = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad \text{Eq: 0.5}$$

El màxim rendiment possible serà quan es tracti d'un procés completament reversible, de forma que tindrem la següent expressió:

$$\eta_{\text{tèrmic}} = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_{1rev} - Q_{2rev}}{Q_{1rev}} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad \text{Eq: 0.6}$$

El treball màxim que es podrà generar en aquesta màquina dependrà de la temperatura de la font inferior, T2:

$$W_{rev} = Q_{1rev} \cdot \eta_{\text{tèrmic}} = Q_{1rev} \cdot \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1} \right) \quad \text{Eq: 0.7}$$

Aquest rendiment s'anomena rendiment de Carnot. Partint de les equacions anteriors, podem extreure unes primeres conclusions:

- A mesura que la temperatura de la font inferior disminueix, el rendiment de tot el cicle augmenta.
- El rendiment dels motor tèrmics, sempre són inferior a 1, tot i que no existeixen irreversibilitats
- Mitjançant processos reversibles només és possible transformar una part de l'energia tèrmica en mecànica.
- Quant més gran sigui T1, més capacitat existeix per convertir energia tèrmica en mecànica. D'aquesta manera entenem la importància d'incloure un procés de compressió previ a la combustió.
- Considerant la temperatura ambient com la temperatura mínima que pot assolir la font inferior, l'energia tèrmica d'un fluid a temperatura ambient no pot ser utilitzat per generar energia mecànica.

2. Turbina de gas

2.1. Cicle simple

Una turbina de gas és una màquina que extreu energia d'un flux de gasos de combustió. El fluid de treball és compressible i no condensa al llarg de la seva evolució en el motor. El seu funcionament es basa en el cicle termodinàmic de Brayton.

La figura 1.1 mostra l'esquema d'un cicle de Brayton simple que opera com a sistema obert, i el diagrama T-s ideal característic del cicle.

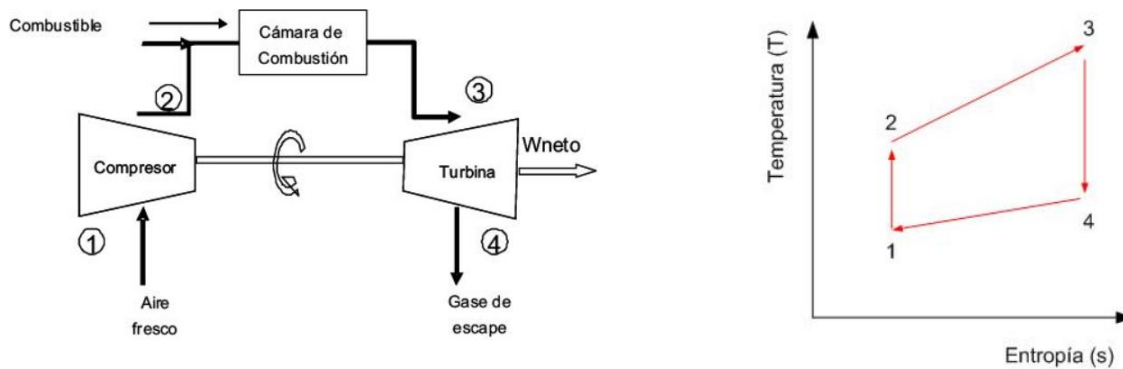


Figura 1.1: Esquema d'un cicle de gas simple. Figura 1.2: Diagrama T-s. Font: [5]

En primer lloc, al compressor entra aire en condicions ambientals, i el comprimeix fins a una pressió d'entre 15 i 25 bar, incrementant també la seva temperatura. En aquesta etapa de compressió es requereix que el procés sigui el més isentròpic possible, per tal de reduir al màxim la pèrdua d'energia. En aquests motors el rendiment isentròpic del compressor sol rondar entorn el 85% i el 91%.

Tot seguit s'introdueix l'aire a alta pressió en una cambra de combustió on es barreja amb combustible, generalment gas natural, i dona lloc al procés de la combustió. Els gasos resultants surten de la cambra a alta temperatura, arribant a superar els 1000°C. En la seva versió ideal, no existeixen pèrdues de pressió en la cambra, per tant l'aportació d'energia tèrmica al fluid es realitza a pressió constant. En els casos reals, aquestes pèrdues són molt petites, d'un 5% respecte la pressió d'entrada.

Per últim, els gasos resultants entren a la turbina, on converteixen la seva energia tèrmica en mecànica. Part de la potència mecànica generada s'inverteix en moure el compressor, i la resta és considerada energia neta del sistema. Aquesta energia obtinguda pot tenir diverses aplicacions, com accionar bombes, produir energia elèctrica si es connecta a un alternador, o fins i tot moure hèlixs. De la mateixa manera que el compressor, ens interessa que aquest procés sigui el més isentròpic possible, per disminuir el treball perdut i augmentar l'energia neta del sistema. En aquestes màquines els rendiments de les turbines solen ser majors que la dels compressors, arribant fins a valors del 93%.

Fent referència a la Figura 1.1, podem resumir el cicle de Brayton, en condicions ideals, en 4 processos diferents:

- 1-2. Compensió isentròpica en un compressor.
- 2-3. Addició de calor al fluid de treball a pressió constant.
- 3-4. Expansió isentròpica en una turbina.
- 4-1. Sortida de la calor del fluid a pressió constant en l'atmosfera.

On sovint és convenient assumir que els gasos de sortida són reutilitzats, el que possibilita l'estudi del cicle com un sistema tancat.

2.2. Cicle compost

S'anomenen així als cicles de turbina de gas que utilitzen compressions esglaonades amb refrigeració intermèdia i/o expansions esglaonades amb reescalfament intermedi. En el cas de la compressió esglaonada, s'utilitzen diversos compressors amb un intercanviador de calor enmig, per refredar el fluid abans d'entrar al compressor. En el cas de les expansions esglaonades s'empren varies turbines amb un sistema de combustió seqüencial per anar escalfant el fluid abans d'entrar a la turbina. Totes aquestes configuracions s'utilitzen per aproximar els processos de compressió i expansió a un procés isoterm. Aquestes incorporacions suposen una disminució del treball de compressió i un augment del treball net obtingut a l'expansió que comporta un augment del rendiment global de la instal·lació.

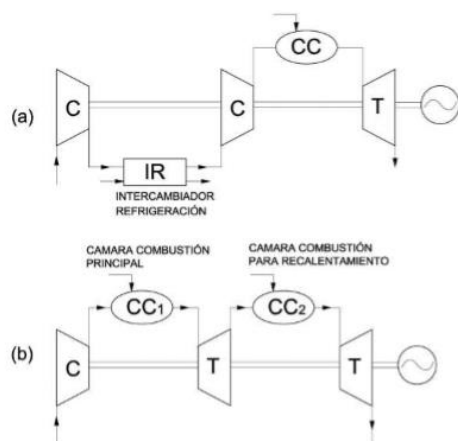


Figura 1.3: Cicle de gas amb refrigeració intermèdia (a dalt), cicle de gas de combustió seqüencial (a baix). Font: [5]

2.3. Cicle regeneratiu

És aquell cicle de turbina de gas en el qual es fan servir els gasos a la sortida de la turbina per preescalfar l'aire a la sortida del compressor abans que entri a la cambra de combustió (figura 1.4). Per a què la transmissió de calor sigui possible, s'utilitza un intercanviador de calor, i cal que la temperatura de sortida de la turbina sigui superior a la de sortida del compressor. La igualtat entre les dues temperatures marca el límit teòric de la regeneració.

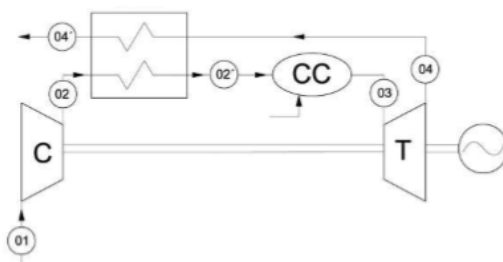


Figura 1.4: Esquema del cicle de gas amb regeneració. Font [5].

3. Cicles combinats

En un cicle simple de turbina de gas, els gasos resultants que s'alliberen al final porten una gran energia tèrmica i per tant això suposa un malbaratament d'aquesta energia al medi, que provoca un augment significatiu en la contaminació ambiental. Com a conseqüència, això participa en l'ampliació de la capa d'ozó i empitjora els problemes d'escalfament global.

3.1. Cicle combinat turbina de gas

D'aquesta manera, és necessari un sistema de recuperació de calor de residus per al cicle de de turbina de gas. Com a solució, s'utilitza un recuperador de calor. L'alta temperatura dels gasos a la sortida de la turbina pot subministrar suficient calor per iniciar un altre cicle de turbina de gas, tal i com es mostra a la figura 2.1:

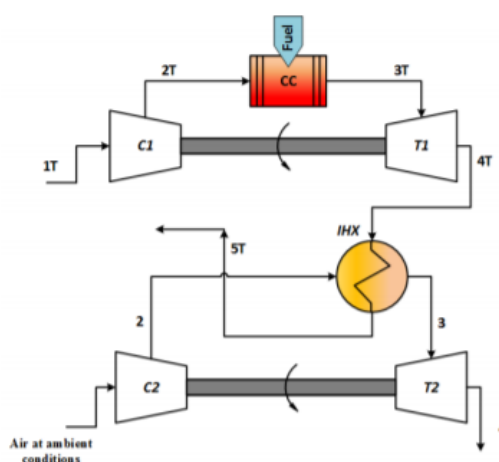


Figura 2.1: Esquema d'un cicle dual de turbina de gas. Font [4]

L'aire, que és el fluid de treball en cicle inferior, recupera l'energia deguda a l'intercanvi de calor a l'intercanviador. Com a resultat, l'entalpia d'aire augmenta a l'estat 3. L'alt potencial energètic de l'aire en aquest estat s'utilitza novament en la turbina T2 per a la producció d'energia i operació del compressor C2.

3.2. Cicle combinat turbina de vapor

Una planta d'aquest tipus consisteix d'una unitat de turbina del gas, un caldera de recuperació, i una unitat de turbina del vapor. En aquest cas, els gasos resultants de la turbina de gas s'utilitzen per escalfar l'aigua del cicle inferior fins al punt de convertir-la en vapor i poder obtenir energia mitjançant una nova turbina.

3.2.1. Turbina de vapor

El cicle de Rankine es un cicle de potència del procés termodinàmic que té lloc a una central tèrmica de vapor. Utilitza un fluid de treball, típicament aigua, que alternativament evapora i condensa.

La figura 2.2 mostra el cicle de vapor juntament amb el diagrama T-s per el cas ideal del cicle de Rankine.

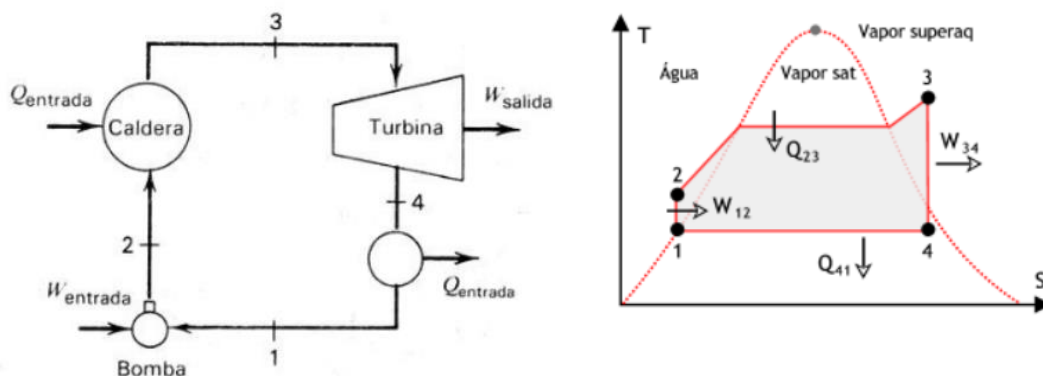


Figura 2.2: Esquema d'un cicle de vapor simple. Font [5]

En primer lloc, a la caldera, el vapor d'aigua es forma a alta pressió mitjançant la crema d'un combustible fins arribar a la temperatura de treball. En un cicle real, el fluid experimenta pèrdues de pressió al sortir de la caldera, mentre que en el cas ideal aquest procés és isobàric.

Seguidament, el vapor es dirigeix a la turbina on s'expandeix fins arribar a la pressió de del condensador desenvolupant potència. Tal com he comentat anteriorment en el cas de les turbines de gas, aquest procés s'ha de fer de la manera més isentròpica, per obtenir el major treball possible.

Aquest darrer element, el condensador, és el focus fred del cicle de Rankine i es materialitza mitjançant bescanviadors de calor. La seva missió és condensar el vapor humit que surt de la turbina fins obtenir líquid saturat, mantenint la pressió de condensació si es tracta del cas ideal. La temperatura i, per tant, la pressió de condensació, ha de ser el més baixa possible per a obtenir un major salt entàlpic en la turbina. No obstant això, la temperatura està fixada per les condicions ambientals, ja que la cessione de calor ha de realitzar-se a major temperatura que l'ambiental.

Per últim, l'aigua líquida es transporta a la caldera mitjançant el treball d'una bomba, que eleva la seva pressió fins el valor d'entrada a la turbina, per tal de tancar el cicle. Novament, es tracta d'assolir aquest transport de la manera més isentròpica possible.

D'aquesta manera, podem resumir les etapes del cicle ideal de Rankine en:

- 1-2. Expansió isentròpica en la turbina.
- 2-3. Pèrdua de calor en el condensador fins a líquid saturat a pressió constant.
- 3-4. Compensió isentròpica en la bomba.
- 4-1. Transmissió de calor a la caldera a pressió constant fins a vapor saturat.

3.2.2. Cicles combinats amb un nivell de pressió

L'esquema bàsic d'un cicle combinat amb un sol nivell de pressió que representa la figura 2.3 ens mostra els cicles que segueixen l'aire i el vapor, així com els diferents elements que componen la caldera de recuperació.

El disseny d'una caldera de recuperació bàsica consta de quatre elements: l'economitzador, l'evaporador, el calderí i un sobreescalfador:

- Economitzador: La seva missió és preescalfar l'aigua d'alimentació de la caldera fins gairebé a la temperatura de saturació. D'aquesta forma s'evita un excessiu xoc tèrmic en l'entrada d'aigua al calderí i s'aconsegueix un major refredament dels gasos de la combustió.

- Evaporador: Recullen l'aigua líquida saturada de la part inferior del calderí corresponent. Aquesta aigua comença a evaporar-se i és conduïda de nou al calderí, mitjançant el treball d'una bomba, on entra com una mescla bifàsica líquid-vapor.
- Sobreescalfador: Tenen com a funció principal augmentar la temperatura del vapor fins als valors desitjats. Els sobreescalfadors recullen el vapor saturat del calderí i incrementen la seva temperatura fins a obtenir vapor sobreescalfat.

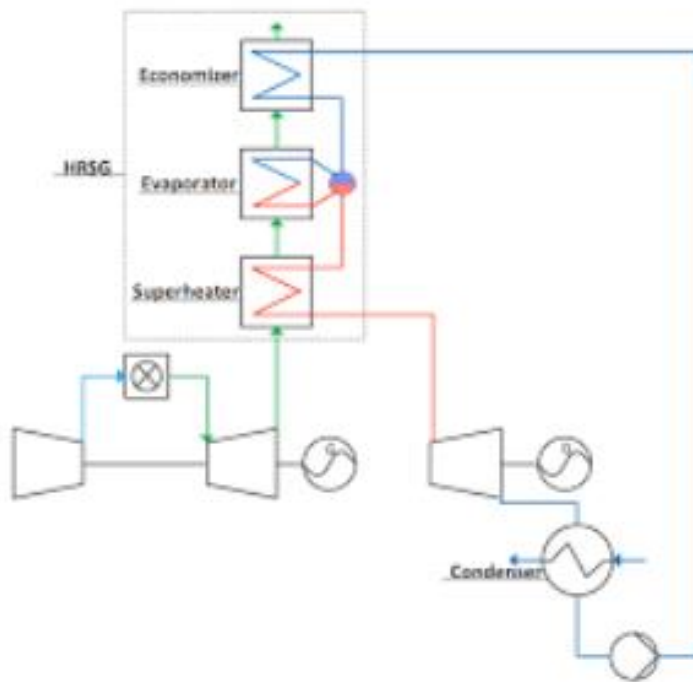


Figura 2.3: Esquema del cicle combinat de vapor d'aigua amb un nivell de pressió. Font [6]

Hi ha dos paràmetres clau en aquestes calderes, que són els denominats Pinch Point i el Approach Point. El Pinch point es defineix com la diferència mínima de temperatura entre els dos fluids dins de l'intercanviador de calor. Per altra banda, el Approach Point estableix la diferència entre la temperatura de saturació de l'aigua al calderí i la seva temperatura a la sortida de l'economitzador.

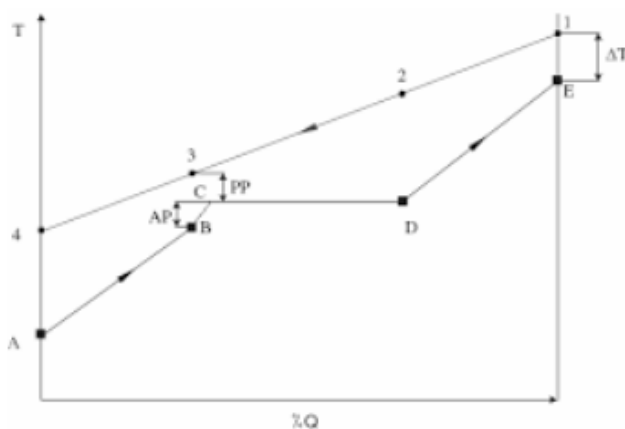


Figura 3.3: Diagrama a la caldera de recuperació. Font [5].

3.2.3. Cicle combinat amb desgasificador

Aquest cicle consisteix en realitzar una extracció de vapor de la turbina i portar-ho fins a un regenerador o desgasificador. Aquesta modificació és molt comuna en els cicles Rankine de les centrals tèrmiques convencionals ja que permet augmentar el rendiment tèrmic del cicle.

El vapor entra a una primera etapa de la turbina on s'expandeix fins a una pressió intermèdia. Una part del cabal de vapor s'extreu i l'altra avança fins a la segona etapa de la turbina on el vapor s'expandeix fins a la pressió de condensació. Aquesta última part es condensa i després és comprimida fins al desgasificador.

La relació de fluxos d'entrada al desgasificador es determina de manera que a la sortida es tingui líquid saturat a la pressió d'extracció. Finalment el líquid és comprimit, fins a la pressió d'entrada a la turbina, i escalfat en la caldera.

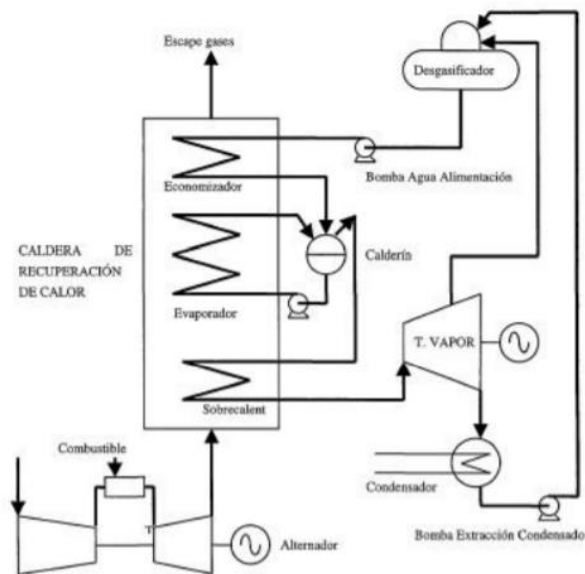


Figura 2.4: Esquema d'un cycle combinat de vapor amb desgasificador. Font [5]

3.2.4. Cicles combinats amb dos nivells de pressió

En la seva configuració més bàsica, el cycle combinat de turbina de vapor consta d'un únic nivell de pressió. No obstant, es poden dissenyar calderes de recuperació amb dos o tres nivells de pressió, fet que provoca un major acoblament entre el cycle de gas i de vapor, recuperant més energia dels gasos resultants i augmentat el rendiment del cycle.

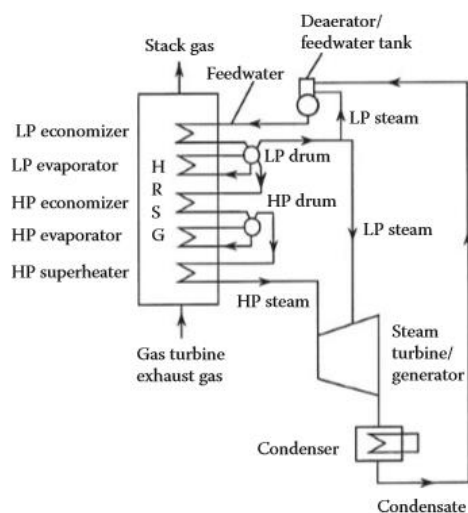


Figura 2.5: Esquema bàsic de vapor amb dos nivells de pressió. Font [3]

En aquest cas, en el calderí de baixa pressió es fa una primera extracció del vapor que ha saturat i s'envia a la turbina. La resta d'aigua es impulsada per una bomba, on augmenta la seva pressió, i circula cap al segon calderí d'alta pressió. En aquest punt, el vapor a alta pressió arriba al seu punt de saturació, i després de sobreescalfar-se s'envia a la turbina.

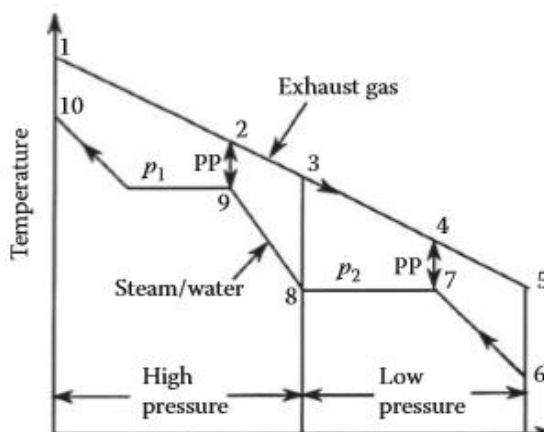


Figura 2.6: Diagrama a la caldera de recuperació de 2 pressions. Font [6]

4. Software

En aquest apartat es parlarà sobre el programa EES que s'ha utilitzat per a la resolució de les equacions de tots els sistemes que es descriuen en aquest treball. La principal finalitat d'emprar un software és la seva capacitat per a resoldre equacions complexes i disposar d'una base d'informació sobre les propietats termodinàmiques dels fluids.

4.1. EES

El programara Engineering Equation Solver, o per les seves sigles EES, és un programa genèric de resolució d'equacions, que permet trobar la solució numèrica de milers d'equacions algebraïques no lineals i equacions diferencials. El programa també és capaç de resoldre equacions integrals, realitzar optimitzacions, disposar d'una anàlisi d'incertesa, realitzar regressions lineals i no lineals, i generar gràfics. Posseeix una àmplia base de dades amb gran precisió de les propietats termodinàmiques d'una àmplia llista de substàncies.

Algunes de les principals característiques d'aquest programa són:

- Les equacions poden ser escrites en qualsevol ordre per l'editor.
- La seva velocitat computacional és extremadament ràpida.
- Permet l'ús del Sistema Internacional (SI) d'unitats.
- Realitza conversions d'unitats i té una eina per a verificar les unitats emprades.
- És possible executar anàlisis paramètrics mitjançant l'ús de taules.

5. Anàlisi energètica

La finalitat d'aquest apartat es mostrar les equacions d'energia que he utilitzat per realitzar un estudi termodinàmic dels cicles de potència. Arrel d'aquest balanços, podré obtenir el treball net dels cicles, els rendiments tèrmics així com els estats del fluid en tots els diferents punts del sistema.

Per a estudiar el comportament termodinàmic dels cicles m'he basat en tres hipòtesis:

- Tots els processos estan en estat estable.
- Els processos de compressió i expansió són adiabàtics però no isentròpics.
- Pèrdues de pressió en els components i calor la transferència amb els voltants és insignificant.
- Se suposa que el cabal màssic que evoluciona pel compressor i per la turbina és el mateix.

5.1. Cicle superior de gas

Per a classificar les propietats termodinàmiques dels diferents estats del fluid de treball al llarg del cicle he definit 4 punts dins del sistema tal i com es mostra en la figura següent:

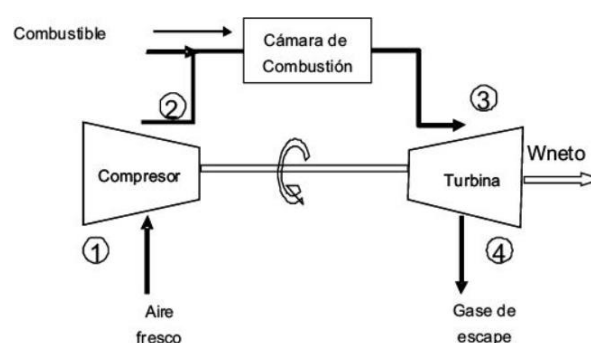


Figura 3.1: Esquema d'un cicle de gas simple. Font [5]

On l'estat 1 representa l'aire en condicions ambientals, l'estat 2 a l'entrada de la cambra de combustió, l'estat 3 a l'entrada de la turbina i l'estat 4 quan s'allibera el gas a l'exterior, acabant el cicle.

Per a avaluar l'eficàcia dels processos d'expansió i compressió han d'utilitzar-se els corresponents rendiments denominats isentròpics. En el cas de la turbina aquest rendiment relaciona el treball desenvolupat per la màquina real i el treball màxim que es podria obtenir en una màquina hipotètica que operés entre les mateixes condicions d'admissió (pressió, temperatura i velocitat del fluid) i per via isentròpica.

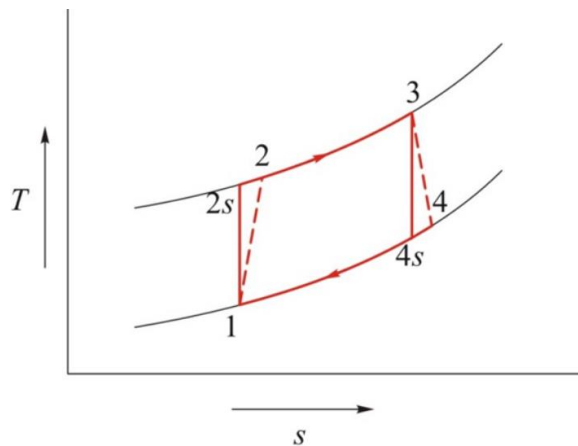


Figura 3.2: Diagrama T-s cicle Brayton. Font [5]

$$\eta_{isentròpic} = \frac{h[4] - h[3]}{h[4s] - h[3]} \quad \text{Eq: 1.1}$$

I en el cas del compressor, el rendiment isentròpic es defineix al revés, de manera que el treball absorbit per la màquina real es compara amb el mínim que hauria d'absorbir una màquina isentròpica hipotètica per a aconseguir la mateixa relació de compressió:

$$\eta_{isentròpic} = \frac{h[2s] - h[1]}{h[2] - h[1]} \quad \text{Eq: 1.2}$$

Per calcular el treball net del cicle primer s'obtindrà el treball absorbit pel compressor i el treball generat per la turbina. Tenint en compte les relacions de pressions i les temperatures, es pot emprar balanços energètics per a calcular els treballs:

$$W_{compressor} = h[2] - h[1] \quad Eq: 2.1$$

$$W_{turbina} = h[3] - h[4] \quad Eq: 2.2$$

I a partir d'aquestes expressions entenem el treball net com la diferència entre les dues:

$$W_{net} = W_{turbina} - W_{compressor} \quad Eq: 2.3$$

A més, també es pot calcular el treball perdut si es coneix l'entropia en cada punt. Aquí he suposat que la temperatura de relació amb l'entorn, T_o , és 298K.

$$W_{perdut\ compressor} = T_o \cdot (s[2] - s[1]) \quad Eq: 2.4$$

$$W_{perdut\ turbina} = T_o \cdot (s[4] - s[3]) \quad Eq: 2.5$$

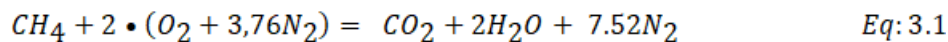
El rendiment es defineix com la relació entre l'energia obtinguda i l'energia aportada al fluid pel combustible. S'expressa de la següent manera:

$$W_{combustió} = h[3] - h[2] \quad Eq: 2.6$$

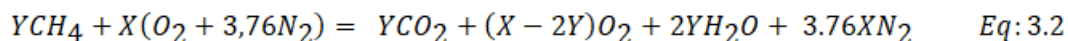
$$\eta = \frac{W_{net}}{W_{combustió}} \quad Eq: 2.7$$

5.2. Cambra de combustió

A la cambra de combustió es crema un combustible, en aquest cas gas natural, que està compostat entre un 90% i 97% de metà. La reacció teòrica del procés de combustió de l'aire és el següent:



Generalment en aquests cicles a la reacció de combustió s'afegeix un excés d'aire, donant lloc a la reacció següent:



On Y representa els mols de metà per segon [mol/s] que es crema i X els mols d'aire per segon que reaccionen [mol/s]. Coneixent el flux màssic d'aire (\dot{m}_a), es pot trobar el coeficient estequiomètric X de la següent manera:

Primer consideraré que l'aire està compostat en un 79% de Nitrogen (N_2) i el 21% restant d'oxigen (O_2). Coneixent els pesos moleculars d'aquests elements puc trobar el pes molecular de l'aire

$$M_{N_2} = 0,028 \left[\frac{kg}{mol} \right] \text{ i } M_{O_2} = 0,032 \left[\frac{kg}{mol} \right] \quad Eq: 3.3$$

Per tant:

$$\dot{m}_{aire} = 0,78 \cdot 0,028 + 0,22 \cdot 0,032 = 28,88 \left[\frac{kg}{mol} \right] \quad Eq: 3.4$$

Seguidament calcularé la quantitat de mols per segon que reaccionen:

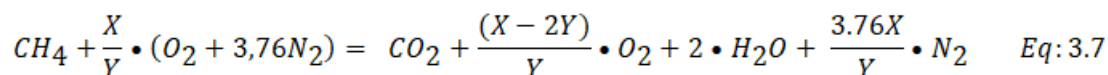
$$n_a = \frac{m_a}{0.0288} \left[\frac{\text{mol}}{\text{s}} \right] \quad \text{Eq: 3.5}$$

I finalment tenim que el coeficient estequiomètric de l'aire en la reacció de combustió és:

$$X = \frac{n_a}{4.76} \quad \text{Eq: 3.6}$$

Ja que per cada mol de metà que reaccionen en tenim 4.76 d'aire (1 mol d'oxigen i 3.76 mols de nitrogen).

Per determinar quin és l'excés d'aire necessari donat un flux màssic d'aire inicial primer haurem de dividir la equació 3.2 entre Y:



I si ara comparem l'equació 3.1 amb l'equació 3.7 tenim que la fracció $\frac{X}{Y}$ ens indica la quantitat d'aire en excés que s'ha afegit respecte la reacció teòrica:

$$\frac{X}{Y} = 2 \cdot \left(1 + \frac{Ex}{100} \right) \quad \text{Eq: 3.8}$$

On la variable Ex representa el % d'aire en excés de la reacció.

Un cop tenim la reacció ben definida podem definir el balanç energètic dins la cambra. Tenim en compte que considerem que el procés de combustió és adiabàtic, tindrem que les entalpies dels productes seran iguals que les dels reactius:

$$H_P - H_R = \sum_D v_i \cdot [h_{fo} + (h[T] - h_o)]_i - \sum_D v_i \cdot [h_{fo} + (h[T = T_o] - h_o)]_i = 0 \quad Eq: 3.9$$

I per últim, utilitzant les equacions 3.8 i 3.9 podem calcular les dues incògnites de la reacció: el valor de l'excés de l'aire (Ex), i el flux molar de metà (y), amb el qual finalment podem extreure que el flux màssic de combustible és:

$$m_c = y \cdot 0.016 \quad Eq: 4.1$$

On el 0.016 és el pes molecular del metà en [Kg/mol].

Per al càlcul de l'energia perduda a la cambra, es tracta de trobar la variació de l'entropia a la reacció:

$$\Delta S_{reacció} = S_P - S_R \quad Eq: 4.2$$

On:

$$S_P = \sum_n n_i \cdot [s^0(T = T_{sortida}) - R \ln Z]_i \quad Eq: 4.3$$

$$S_R = \sum_D n_i \cdot [s^0(T = T_{entrada}) - R \ln Z]_i \quad Eq: 4.3$$

I la Z representa la fracció molar de cada element:

$$Z = \frac{n_i}{\sum n_i} \quad Eq: 4.5$$

5.3. Anàlisi energètica dels cicles combinats

Es denomina cicle combinat a la integració de dos o més cicles termodinàmics de producció de potència de manera que interactuïn per a obtenir una millora del rendiment. Aquesta millora depèn principalment de les eficiències individuals de cada cicle i de la capacitat de transferència de calor entre ambdós cicles. Aquests cicles es construeixen amb la idea de què el cicle de major temperatura cedeixi la calor no convertida en treball al de menor temperatura, aprofitant part de la calor residual que es cediria a l'ambient per a produir treball en el segon cicle.

Una anàlisi simple des del Primer Principi de la Termodinàmica explica mitjançant balanços d'energia per què augmenta el rendiment al combinar els cicles. L'equació que expressa t el rendiment tèrmic dels cicles combinats té la següent forma:

$$\eta_{superior} = \frac{W_{cicle superior}}{Q_{cicle superior}} \quad Eq: 5.1$$

$$\eta_{combinat} = \frac{W_{cicle superior}}{Q_{cicle superior}} = \frac{W_{cicle superior} + W_{cicle inferior}}{Q_{cicle superior}} \quad Eq: 5.2$$

Aquest rendiment combinat és major que l'obtingut per al cicle individual, ja que s'aprofita l'energia residual del gas de fuita de la turbina de gas per a generar potència en el cicle inferior. Com aquest últim no consumeix energia primària, el rendiment del cicle combinat augmenta conforme la potència obtinguda en el cicle inferior creix.

Aquesta idea es representa mitjançant la figura 5.1, que representa una màquina de cicle combinat que opera entre dues fonts, on η_{M1} i η_{M2} expressen els rendiments dels cicles superiors i inferiors respectivament.

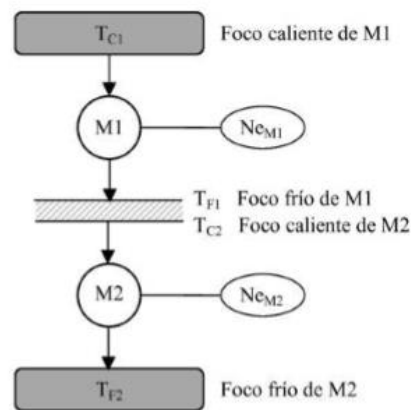


Figura 4.1: Esquema d'un cycle combinat. Font [5]

5.4. Cicle inferior de vapor

En aquest apartat es pretén aportar les equacions d'energia del cicle de turbina de vapor que he fet servir per a estudiar les propietats de l'aigua al llarg del circuit. De la mateixa manera que s'ha fet amb l'anàlisi energètica del cicle de turbina de gas, primer he definit diversos punts en el cicle per estudiar el comportament del fluid de treball i donar nom als diferents estats que el componen:

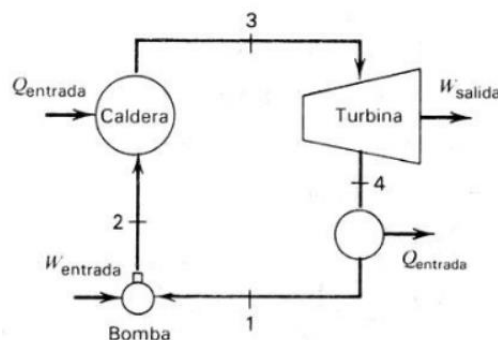


Figura 4.2: Esquema d'un cycle de vapor simple. Font [5]

On l'estat 1 representa l'aigua a la sortida del condensador, l'estat 2 a l'entrada de la caldera després de ser impulsada per la bomba, l'estat 3 a l'entrada de la turbina i l'estat 4 tanca el cicle novament entrant al condensador.

De manera similar al cas de la turbina de vapor, utilitzaré els rendiments isentròpics de la turbina i de la bomba per avaluar el seu funcionament real respecte a una màquina teòricament isentròpica:

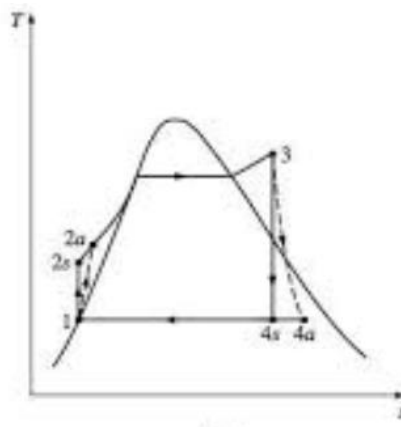


Figura 4.3: Diagrama cicle de Rankine. Font [5]

Per a la turbina:

$$\eta_{isentròpic} = \frac{h[4a] - h[3]}{h[4s] - h[3]} \quad Eq: 6.1$$

I per la bomba:

$$\eta_{isentròpic} = \frac{h[2s] - h[1]}{h[2a] - h[1]} \quad Eq: 6.2$$

El treball net del cicle surt del balanç entre l'energia generada a la turbina i l'energia utilitzada a la bomba per fer moure el líquid. Tenint en compte les relacions de pressions i les temperatures en cada estat es pot calcular el treball de cada component de la següent manera:

$$W_{bomba} = h[2] - h[1] \quad Eq: 6.3$$

$$W_{turbina} = h[3] - h[4] \quad Eq: 6.4$$

De forma que el treball net es calcula com:

$$W_{net} = W_{turbina} - W_{bomba} \quad Eq: 6.5$$

El treball perdut a cada element es pot trobar mitjançant la variació d'entropia del fluid en cada estat i la temperatura de relació amb l'ambient T_o :

$$W_{perdut\ bomba} = T_o \cdot (s[2] - s[1]) \quad Eq: 6.6$$

$$W_{perdut\ turbina} = T_o \cdot (s[4] - s[3]) \quad Eq: 6.7$$

Al tractar-se del cicle inferior, no existeix cap procés de combustió, sinó un intercanvi de calor entre els gasos resultants del cicle superior o de gas i el cicle de vapor. Aquesta potència transmesa a l'aigua és la que s'utilitza per a calcular el rendiment individual del cicle de vapor, de manera que:

$$W_{caldera} = h[3] - h[2] \quad Eq: 6.8$$

$$\eta = \frac{W_{net}}{W_{caldera}} \quad Eq: 6.9$$

6. Introducció als resultats

Per a realitzar l'estudi termodinàmic dels diferents cicles primer s'ha de definir bé totes les característiques pròpies del sistema: establir una sèrie d'hipòtesis, i determinar el comportament del fluid de treball.

L'aire pot ser tractat de diferents maneres: com a gas ideal o gas real. El gas ideal és un gas teòric format per un conjunt de partícules puntuals que no interactuen entre si. En condicions normals de pressió i temperatura, la majoria dels gasos es comporten segons la llei dels gasos ideals, una equació d'estats simplificada. No obstant, aquest model es propens a donar errors quan es tracta amb temperatures o pressions elevades, ja que les forces intermoleculars entren en joc. En aquest cas, és convenient parlar de gasos reals.

El programa EES ens permet diferenciar, amb una lleugera modificació del codi, entre aquests dos comportaments, i conseqüentment dur a terme dos estudis en paral·lel per visualitzar les variacions que existeixen entre tractar l'aire com ideal o real.

Un altre paràmetre a tenir en compte és la capacitat calorífica específica a pressió constant que varia en funció de la temperatura del gas. En molts estudis es troba sovint que aquesta variable C_p està fixada amb un valor constant, independent de la temperatura, per aproximar els resultats.

Davant d'aquesta situació, trobo convenient començar l'anàlisi termodinàmica del cicle de Brayton duent a terme un estudi sobre els efectes de tractar l'aire com a gas ideal o com a gas real, i dintre de la suposició de gas ideal, destacar la importància que té fixar o no la C_p com un valor constant.

Les dades que he utilitzat per dur a terme aquest exercici les mostro a continuació en aquesta taula:

Cicle superior turbina de gas	Valor	Unitats
Relació de pressió	16,00	
Temperatura aire entrada turbina	1500,00	°K
Eficiència compressor	0,85	
Eficiència turbina	0,95	
Flux d'aire	115,00	kg/s
Temperatura entrada compressor	293,00	°K
Pressió entrada compressor	0,10	MPa

Taula 1.1: Variables de partida en el cicle de gas.

6.1. L'aire com a gas ideal i Cp constant.

En aquest cas, les equacions que regeixen el comportament del fluid són diferents. Com la Cp és constant, els rendiments isentròpics del compressor i de la turbina depenen exclusivament de la temperatura:

$$\eta_{isen \text{ turbina}} = \frac{T[4] - T[3]}{T[4s] - T[3]} \quad Eq: 7.1$$

$$\eta_{isen \text{ compressor}} = \frac{T[2s] - T[1]}{T[2] - T[1]} \quad Eq: 7.2$$

On les temperatures isentròpiques es poden trobar amb l'índex adiabàtic, $k = 1.4$, que relaciona les capacitats calorífiques:

$$T[2s] = T[1] \cdot \frac{P[2]^{\frac{k-1}{k}}}{P[1]} \quad Eq: 7.3$$

$$T[4s] = T[3] \cdot \frac{P[4]^{\frac{k-1}{k}}}{P[3]} \quad Eq: 7.4$$

I un cop hem calculat tots aquest valors, els treballs del cicle s'obtenen com:

$$P_{compressor} = m_a \cdot C_p \cdot (T[2] - T[1]) \quad Eq: 7.5$$

$$P_{turbina} = m_a \cdot C_p \cdot (T[4] - T[3]) \quad Eq: 7.6$$

$$P_{net} = P_{turbina} - P_{bomba} \quad Eq: 7.7$$

$$P_{combustió} = m_a \cdot C_p \cdot (T[3] - T[2]) \quad Eq: 7.8$$

On la $C_p = 1.005$ [kJ/kg K].

I per calcular el rendiment:

$$\eta = \frac{P_{net}}{P_{combustió}} \quad Eq: 7.9$$

6.2. Estudi comparatiu del comportament de l'aire

En aquest apartat s'ha realitzat diverses simulacions del cicle de Brayton, suposant que l'aire és:

- Gas ideal amb C_p constant.
- Gas ideal amb $C_p(T)$.
- Gas real amb $C_p(T)$.

En cada cas, s'ha calculat el treballs de la turbina, del compressor i de la combustió, així com el rendiment global del cicle. Aquests dades es troben resumides en la taula 1.2:

	Gas ideal	Gas ideal	Gas real
	<u>Cp constant</u>	<u>Cp(T)</u>	<u>Cp(T)</u>
Pturbina (MW)	90,45	95	95,17
Pcompressor (MW)	48,34	48,09	48,18
Pnet (MW)	42,12	46,92	46,98
Pcombustió (MW)	91,68	106,7	106,87
Rendiment (MW)	0,4594	0,4397	0,4396

Taula 1.2: Potència i rendiments del cicle de Brayton.

Vist aquest resultat, es pot concloure que la C_p juga un paper fonamental en el funcionament del sistema: arribar a suposar un increment del 2% en el rendiment global del cicle en el cas de fixar-la a un valor concret. Per altra banda s'observa que no existeix gaire diferència entre tractar l'aire com a gas ideal o real.

A partir d'ara, tots els resultats que mostraré al llarg d'aquest treball, estaran basats en la tractament de l'aire com a gas real, ja que és la idea més pròxima a la realitat, tot i que la hipòtesis d'aire ideal funciona prou bé per a les dades d'aquest cicle.

7. Resultats

7.1. Cicle superior turbina de gas

L'anàlisi s'ha començat per estudiar el cicle superior de turbina de gas, per trobar quines variables tenen un pes més important alhora d'analitzar termodinàmicament el cicle.

En primera instància s'han agafat com a variables de partida els rendiments isentròpics del compressor d'aire i de la turbina de gas, el cabal d'aire d'entrada, les condicions ambientals (pressió i temperatura), la relació de pressió al compressor i la temperatura a l'entrada de la turbina. Basant-me en els estudis [1], [2], he pres els valors que mostro a continuació en aquesta taula:

Cicle superior turbina de gas	Valor	Unitats
Relació de pressió	16,00	
Temperatura aire entrada turbina	1500,00	K
Eficiència compressor	0,80	
Eficiència turbina	0,90	
Flux d'aire	350,00	kg/s
Temperatura entrada compressor	303,00	K
Pressió entrada compressor	0,10	MPa

Taula 2.1. Variables per a l'anàlisi del cicle de gas

Partint d'aquestes dades, s'ha procedit a calcular els diferents estats termodinàmics del cicle de gas, així com la potència produïda a la turbina, el consum del compressor d'aire i la potència neta generada. També s'ha obtingut l'energia perduda en cada element i el rendiment tèrmic global.

Estat	hi	Pi	si	Ti
[1]	303,30	0,1	6,88	303
[2]	761,90	1,6	7,011	744,2
[3]	1638,00	1,60	7,82	1500
[4]	856,10	0,10	7,93	830,4

Taula 2.2. Estats del fluid de treball en el cicle de gas

Amb aquest resultat, s'ha aconseguit reproduir el diagrama T-s del fluid i així observar el procés cíclic que recorre l'aire:

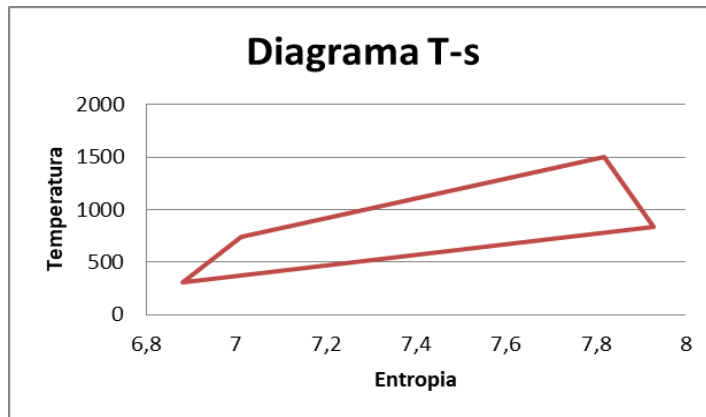


Figura 5.1: Diagrama T-s de l'aire

A continuació, s'ha resumit tots els treballs i potències del cicle en la següent taula:

	Turbina	Compressor		Camra Combustió
Treball(kJ/kg)	781,9	458,6	Calor (KJ/kg)	876,1
Potència (MW)	273,66	160,51	Potència (MW)	306,64
Treball perdut (kJ/kg)	32,76	38,89	Treball perdut (KJ/Kg)	728,34

Taula 2.3. Treballs i potències del cicle de gas

On el rendiment és del 0,369.

Finalment, a la cambra de combustió s'ha calculat el consum de combustible i l'excés d'aire necessari per realitzar la reacció. S'ha trobat que es consumeixen 17.2 [kg/s] de metà i es requereix un 17.94% d'excés d'aire.

Amb aquest resultat és fàcil comprovar que la quantitat de metà comparada amb la de l'aire és suficient petita com per donar vàlida la hipòtesis comentada anteriorment a l'apartat 9:

$$\frac{m_a}{m_f} = \frac{350}{17.2} = 20.34 \quad \text{Eq: 7.9}$$

7.2. Estudi paramètric del cicle de turbina de gas

Abans de realitzar un estudi més detallat dels cicles combinats és important definir de quina manera afecten les variables de partida que he pres, i conèixer quines són les configuracions més òptimes per incrementar el treball i reduir les pèrdues.

Partint de les mateixes dades que en l'apartat anterior, procediré a estudiar individualment de quina manera afecta al treball net i el rendiment tèrmic del cicle la temperatura d'entrada al compressor (T_1), la relació de pressió (r_t) i la temperatura d'entrada a la turbina (T_3).

7.2.1. Temperatura d'entrada

En primer lloc analitzaré l'efecte de la temperatura ambient a l'entrada del compressor, T_1 . A continuació detallo una taula amb diferents valors de T_1 , partint de 10°C fins a 30°C , i els seus corresponents resultats:

T_1	$P_{\text{compressor}}$	P_{turbina}	P_{net}	$P_{\text{combustió}}$
10	150,125	273,662	123,537	324,05
13,33	151,861	273,662	121,801	321,14
16,67	153,595	273,662	120,067	318,232
20	155,327	273,662	118,335	315,326
23,33	157,057	273,662	116,605	312,422
26,67	158,786	273,662	114,876	309,519
30	160,513	273,662	113,15	306,618

Taula 2.4: Estudi paramètric de la temperatura d'entrada en MW.

I la relació amb el rendiment tèrmic del cicle s'il·lustra en aquest gràfic:

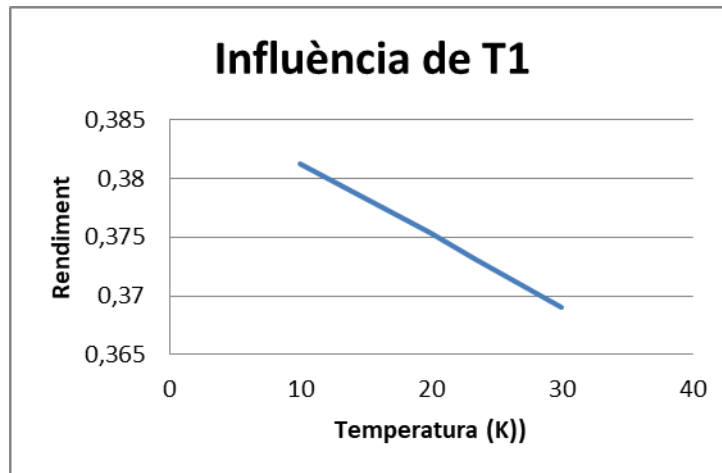


Figura 5.2: Relació entre el rendiment i temperatura d'entrada.

Observant les dades obtingudes en la taula 2.4 ens trobem que en augmentar la temperatura d'entrada, T_1 , augmenta també el treball del compressor. Això es deu a què com més fred estigui aquest gas inicialment, menor serà el treball necessari per a la mateixa relació de compressió, ja que el salt entàlpic és menor.

El treball que genera la turbina és el mateix independentment dels valors que prengui d'aquesta variable d'estudi, ja que l'estat abans de la turbina està completament definit. El que sí que canviarà serà la calor necessària a la cambra de combustió per a què el fluid arribi a aquest estat prèviament definit. Tanmateix, es pot comprovar a la figura 5.2 que la reducció del treball en el compressor és molt major que l'augment de calor de combustió, incrementant així el rendiment global del cicle.

7.2.2. Relació de compressió

Seguint amb l'estudi paramètric del cicle de Brayton, la següent variable que he decidit estudiar a sigut la relació de compressió.

En primer lloc cal dir que teòricament, en augmentar la relació de compressió, deixant lliures tots els altres estats, el treball net i el rendiment del cicle sempre s'incrementarà, ja que com més energia tingui el fluid més n'aportarà. Tanmateix, és irreal pensar que els gasos poguessin arribar a temperatures de 2000°C o 3000°C a la sortida de la cambra de combustió. Per a realitzar aquest estudi he definit la variable T_3 a 1500K , i arran d'aquest valor estudiaré el comportament del sistema per a diferents valors de la relació de compressió, començant per 5 fins a 25:

r_t	P_{compressor}	P_{turbina}	P_{net}
5,00	77,74	181,09	103,35
7,22	101,06	213,34	112,29
9,44	119,66	235,06	115,41
11,67	135,32	251,16	115,84
13,89	148,95	263,81	114,85
16,11	161,09	274,14	113,05
18,33	172,07	282,81	110,75
20,56	182,12	290,26	108,15
22,78	191,41	296,76	105,36
25,00	200,06	302,52	102,45

Taula 2.5: Estudi paramètric de r_t en el cicle de Brayton en MW

Per altra banda, també cal fixar-nos en la calor que cal aportar en la combustió per a què el fluid arribi al estat 3, que dependrà exclusivament de la temperatura que assoleixi a la sortida del compressor T2:

r_t	T₂	P_{combustió}
5,00	521,50	389,06
7,22	585,40	365,81
9,44	635,70	347,28
11,67	677,70	331,68
13,89	713,80	318,11
16,11	745,70	306,04
18,33	774,40	295,13
20,56	800,40	285,15
22,78	824,40	275,93
25,00	846,60	267,34

Taula 2.6: Temperatura entrada cambra combustió(K) i calor aportada(MW).

En augmentar la r_t , el treball del compressor augmenta, i també ho fa el treball de la turbina. No obstant, el ritme de creixement d'ambdues és diferent, fent que per valors de r_t pròxims a 15 el treball net deixi d'augmentar i disminueixi:

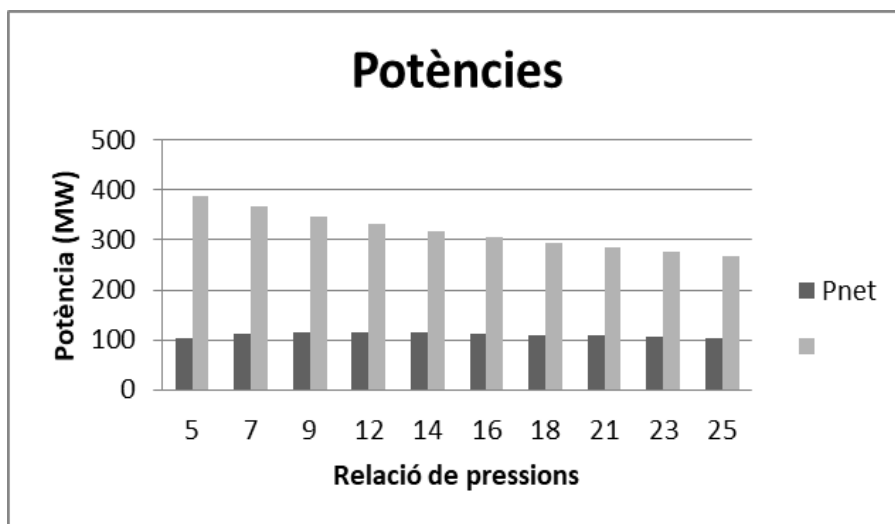


Figura 5.3: Potència neta i combustió per a diferents valors de r_t

De totes maneres, la calor de combustió necessària disminuirà sempre que T2 s'apropi més a T3, fet que compensa aquesta disminució del treball net augmentant el rendiment tèrmic del cicle:

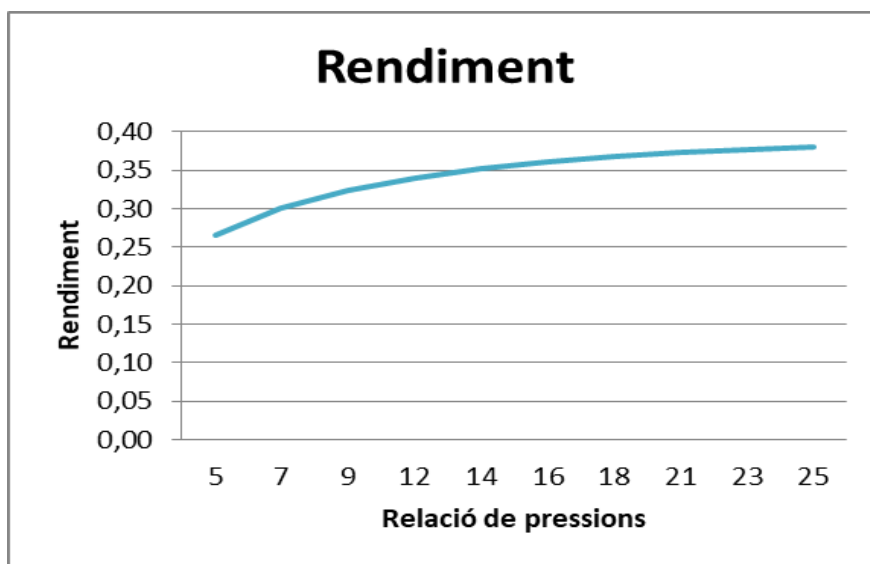


Figura 5.4: Rendiment tèrmics en funció de r_t

7.2.3. Temperatura entrada turbina

Ens els apartats anteriors sempre he definit la variable T_3 a un valor concret, 1500K. En aquest apartat estudiarem com, fixant la relació de compressió a 16 i la temperatura d'entrada d'aire a 303K, la temperatura d'entrada a la turbina afecta al comportament del sistema. Prenent diferents valors entre 1000K i 1800K, he obtingut els següents resultats:

T_3	$P_{turbina}$	P_{net}	m_f	$P_{combustió}$
1000	178,779	18,266	13,79	99,97
1089	195,545	35,033	14,60	135,77
1178	212,375	51,863	15,30	172,03
1267	229,25	68,737	15,91	208,70
1356	246,154	85,642	16,45	245,74
1444	263,078	102,566	16,93	283,11
1533	280,014	119,502	17,35	320,77
1622	296,958	136,445	17,73	358,71
1711	313,906	153,393	18,08	396,88
1800	330,857	170,344	18,39	435,27

Taula 2.7: Estudi paramètric del cicle de gas en funció de T_3 .

La modificació de la temperatura T_3 només afecta a la calor de combustió i al treball generat per la turbina. A major temperatura, major ambdues potències (Figura XX). Al mateix temps, també veiem que la quantitat de metà necessari (m_f) augmenta de forma considerable.

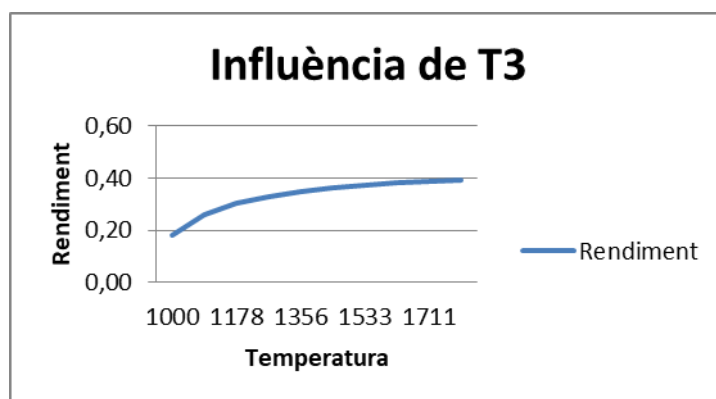
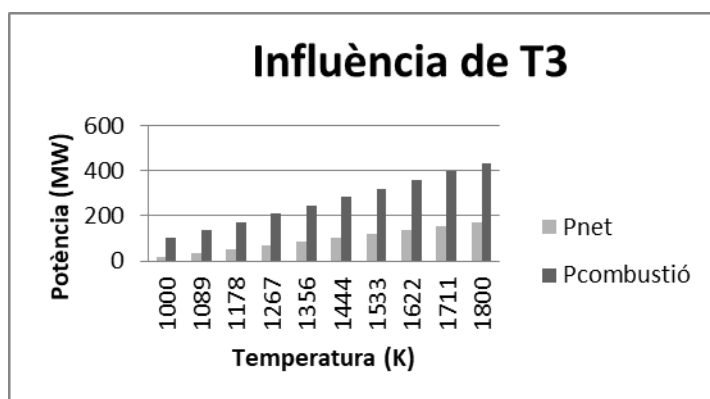


Figura 5.5 i 5.6: Potències i rendiments del cicle de en funció de la temperatura T_3 .

7.3. Resultats de l'estudi

- En disminuir la temperatura d'entrada al compressor augmenta el treball específic del cicle, i per tant el rendiment de la instal·lació.
- Incrementant la relació de compressió del compressor entre un rang de 5 a 25, comporta que el rendiment del cicle sempre augmenti. No obstant, existeix un valor que fa màxim el treball específic del cicle.
- En augmentar la temperatura d'entrada a la turbina (temperatura dels gasos a la sortida de la cambra de combustió) augmenta el treball específic del cicle i, per tant, el rendiment de la instal·lació.

7.4. Cicle combinat turbina de vapor

En aquest apartat es mostraran els resultats obtinguts de l'anàlisi del cicle combinat de vapor. Les dades utilitzades per al cicle de vapor es recullen en aquesta taula i han estat extretes dels estudis [3] a la bibliografia:

Cicle inferior turbina de vapor	Valor	Unitats
Pressió calderí	8,00	MPa
Temperatura entrada turbina	773,00	°K
Eficiència bomba	0,80	
Eficiència turbina	0,90	
Pressió condensador	0,005	MPa

Taula 2.8. Variables per a l'anàlisi del cicle de vapor

S'ha pres com a variables de partida els rendiments isentròpics de la bomba i de la turbina, i la pressió del vapor del calderí, la temperatura que assoleix el vapor al sortir la caldera de recuperació i la pressió de condensació. Apart, s'ha fixat el Pinch Point a 10 °K i el Approach Point a 5 °K.

Prenent com a referència el cicle superior de gas estudiat anteriorment en XX apartat, s'ha obtingut els següents resultats a la caldera de recuperació:

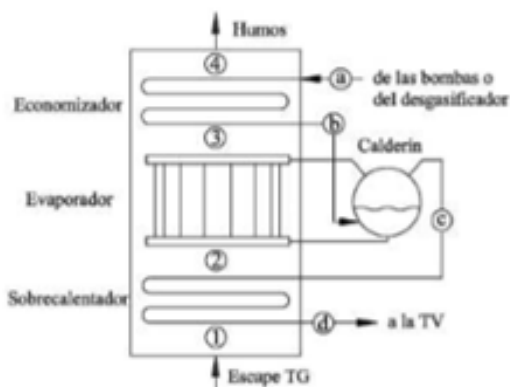


Figura 5.7: Caldera de recuperació al cicle combinat. Font [5]

Estat	hi	Pi	si	Ti	Xi
[1]	856,10	0,10	7,928	830,4	
[2]	773,70	0,1	7,824	755,3	
[3]	584,60	0,10	7,54	578,2	
[4]	437,80	0,1	7,248	435,9	
[a]	147,80	8,00	0,4826	306,7	
[b]	1289,00	8	3,158	563,2	
[c]	2758,00	8,00	5,743	568,2	1,00
[d]	3398,00	8	6,724	773	
[e]	2185,00	0,005	7,164	306	
[f]	137,70	0,005	0,4761	306	0,00

Taula 2.9: Estats del vapor en el cicle combinat

On els estats [1], [2], [3], [4] representen les propietats dels gasos resultants al llarg de la caldera de recuperació, i de manera anàloga els estats [a], [b], [c], [d] corresponen al vapor en el seu camí per la caldera. Addicionalment tenim que l'estat [e] representa el fluid a la sortida de la turbina de vapor i l'estat [f] a la sortida del condensador.

Amb aquestes dades s'ha reproduït un diagrama T-Q en la caldera de recuperació, entre l'aire i el vapor, i el diagrama T-s del cicle que recorre el vapor.

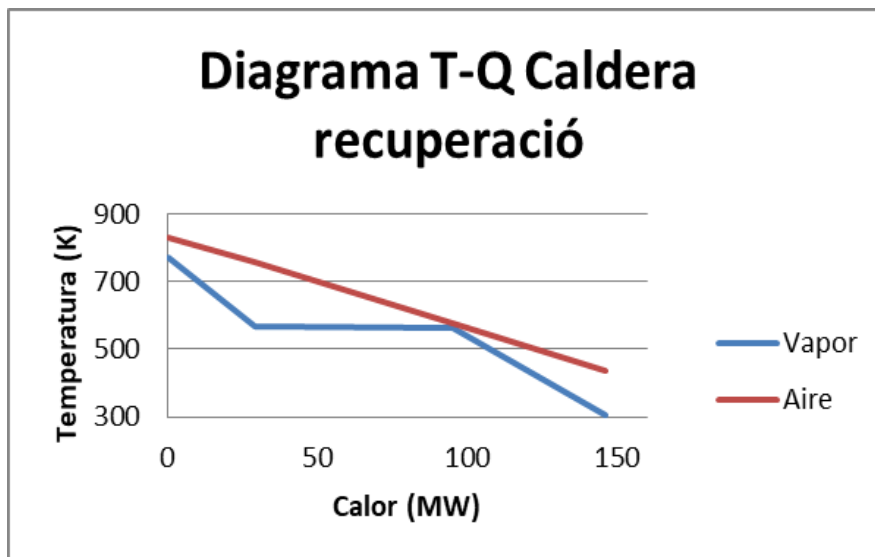


Figura 5.8: Diagrama T-Q a la caldera de recuperació

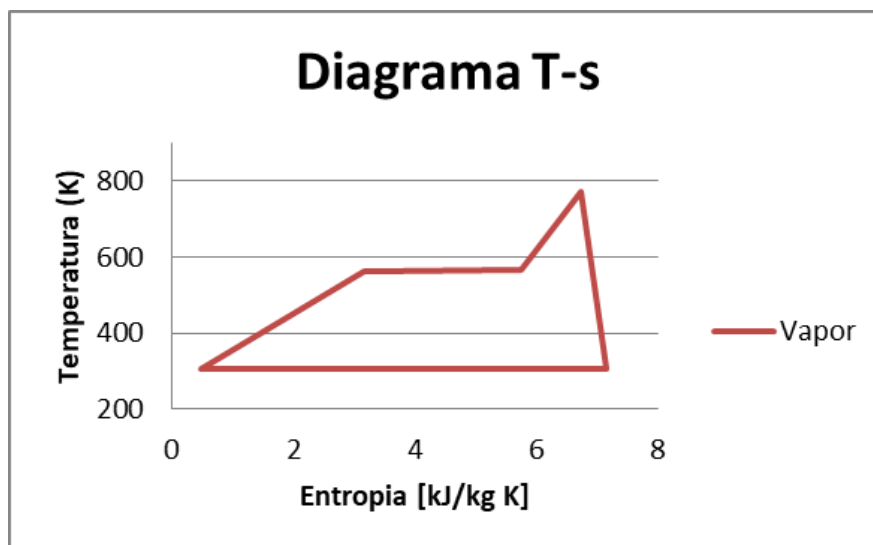


Figura 5.9: Diagrama T-s del vapor

A continuació s'ha resumit els treballs i potències de la turbina, del compressor i de la caldera de recuperació. També s'ha calculat el treball perdut d'aquests components que ens permet calcular el treball maximal teòric:

	Turbina	Bomba		Caldera recuperació
Treball(kJ/kg)	1214	10,03	Calor (KJ/Kg)	3250,2
Potència (MW)	54,69	0,451	Potència (MW)	146,421
Treball perdut (kJ/kg)	131,4	1,951	Treball perdut (kJ/kg)	284,48

Taula 3.1. Treballs i potències del cicle de vapor

Combinant el cicle inferior de vapor i el cicle superior de gas es troba els rendiment global de la instal·lació:

	Inferior	Combinat
Potència neta (MW)	54,239	167,69
Calor aportada (MW)	146,421	306,64

Taula 3.2. Potències del cicle de vapor i del cicle combinat

Rendiment inferior	Rendiment combinat
0,37	0,5458

Taula 3.3. Rendiments del cycle de vapor i del cycle combinat

I finalment s'ha trobat que el flux màssic d'aigua en aquesta instal·lació és de 45.05 [kg/s].

7.5. Cycle combinat turbina de vapor amb desgasificador

Com la pressió a la sortida de la turbina és menor que l'atmosfèrica pot haver-hi una entrada d'aire de l'exterior, atès que el circuit no és perfecte. Aquest aire es dissol a l'aigua i pot contribuir a corroir les zones crítiques del sistema. D'aquesta manera, és recomanable l'ús d'un desgasificador per a solucionar el problema.

Un desgasificador és un dispositiu que treu oxigen i altres gasos dissolts d'aigua. Es basa en el principi de què la solubilitat d'un gas a dissolt a l'aigua disminueix a mesura que l'aigua s'escalfa i s'apropa a la seva temperatura de saturació.

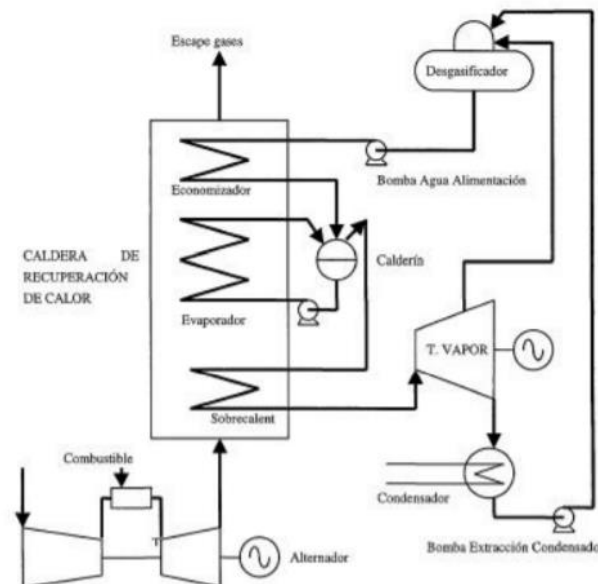


Figura 6.1: Esquema cycle combinat amb desgasificador. Font [5]

La figura 6.1 representa l'esquema bàsic de funcionament d'un cycle combinat de vapor

amb desgasificador. El vapor entra a la turbina en una primer etapa on s'expandeix fins a una pressió mitja. Seguidament es realitza una extracció del vapor on part d'aquest cabal s'envia al desgasificador i l'altre avança fins la segona etapa de la turbina on el vapor s'expandeix fins la pressió de condensació. Finalment, l'aigua condensada és impulsada fins al desgasificador on es barreja amb el vapor calent de la primera extracció. A la sortida del desgasificador és tè l'líquid saturat a la pressió d'extracció.

L'ús del desgasificador és molt útil per aconseguir que la solubilitat dels gasos a l'aigua disminueixi i puguin ser expulsats mitjançant una bomba a l'exterior, però malauradament aquestes extraccions del cicle regeneratiu poden afectar negativament al rendiment global del cicle. A continuació es detalla l'estudi que he realitzat per verificar el funcionament d'aquest cicle:

Per començar he resumit les dades de partida en la següent taula:

Cicle inferior turbina de vapor	Valor	Unitats
Pressió calderí	8,00	MPa
Temperatura entrada turbina	773,00	°K
Eficiència bomba	0,80	
Eficiència turbina	0,90	
Pressió primera extracció	0,500	MPa
Pressió condensador	0,01	Mpa

Taula 3.4: Paràmetres de partida cicle combinat amb desgasificador

On la primera expansió s'expandeix fins a una pressió de 0.5 MPa mentre que la resta de vapor arriba a la pressió de condensació de 0.005MPa.

Prenent com a referència la imatge 6.2 s'analitza els diferents estats del vapor a la sortida i a l'entrada de la caldera de recuperació:

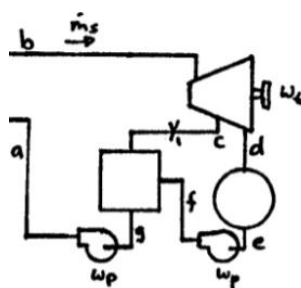


Figura 6.2: Estats del fluid cicle combinat amb desgasificador

Estat	hi	Pi	si	Ti	Xi
[1]	856,10	0,10	7,928	830,4	
[2]	773,70	0,1	7,824	755,3	
[3]	584,60	0,10	7,54	578,2	
[4]	502,50	0,1	7,387	499	
[a]	650,60	8,00	1,866	426,3	
[5]	1289,00	8	3,158	563,2	
[6]	2758,00	8,00	5,743	568,2	1,00
[b]	3398,00	8	6,724	773	
[c]	2776,00	0,5	6,886	437,1	
[d]	2185,00	0,005	7,164	306	0,84
[e]	137,70	0,005	0,4761	306	0,00
[f]	138,30	0,50	0,4765	306,1	
[g]	640,40	0,5	1,861	425	0,00

Taula 3.5: Estats del vapor en el cicle combinat amb desgasificador

Els estats [1], [2], [3], [4] corresponen al flux d'aire que travessa la caldera de recuperació. Per al vapor, tenim que:

- Estat [a]: Correspon al vapor a l'entrada de la caldera de recuperació.
- Estat [b]: Correspon al vapor a la sortida de la caldera de recuperació.
- Estat [c]: Extracció de vapor a la turbina a pressió intermèdia.
- Estat [d]: Vapor a la sortida de la turbina a la pressió de condensació.
- Estat [e]: Aigua en estat líquid saturat a la sortida del condensador .
- Estat [f]: Aigua condensada a l'entrada del desgasificador.
- Estat [g]: Aigua escalfada a la sortida del regenerador.
- Estat [5]: Estats del vapor al arribar al calderí.
- Estat [6]: Vapor saturat del calderí.

Amb aquestes dades estudiarem el comportament del l'aigua tant a la caldera de recuperació en contacte amb l'aire, com el seu recorregut complet del seu cicle:

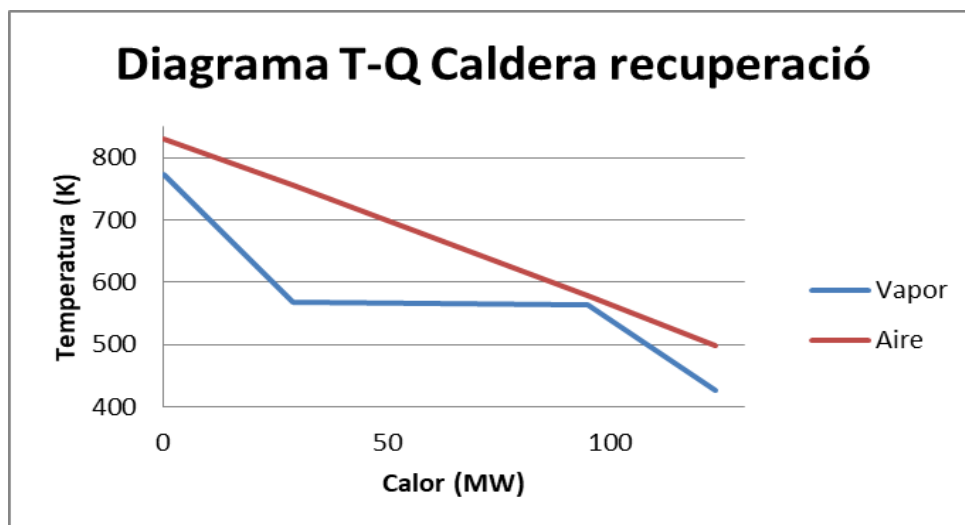


Figura 6.3: Diagrama T-Q a la caldera de recuperació

En aquesta imatge es pot observar com l'aire, a la sortida de la caldera, té una temperatura major en comparació amb el cicle combinat sense desgasificador. De la mateixa manera, la potència intercanviada entre l'aire i el vapor és menor. Això es deu a què la temperatura d'entrada del vapor és major, (gràcies a l'intercanvi de calor de la primera extracció amb l'aigua condensada), i per tant el vapor requerirà absorbir menys calor per tal d'assolir els mateixos estats.

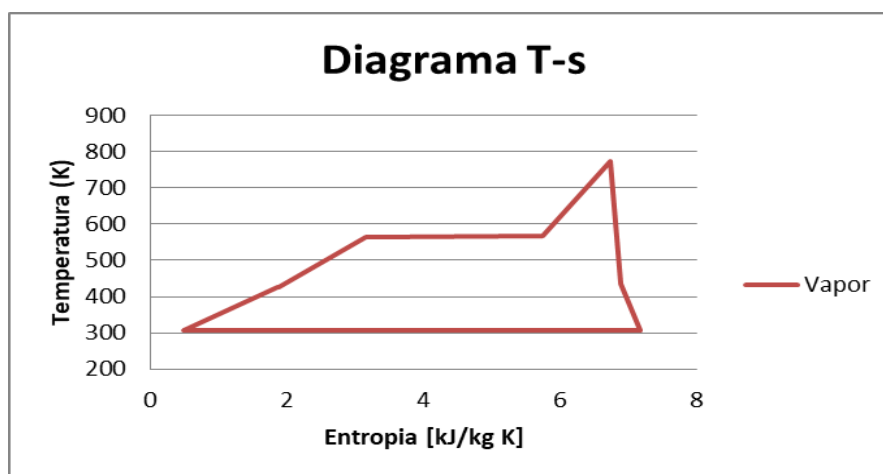


Figura 6.4: Diagrama T-s a la caldera de recuperació

Finalment observarem com aquest canvis afecten al sistema, de manera que calcularem el treball desenvolupat a la turbina i el rendiment del cicle de vapor i del combinat:

	Turbina	Bomba1	Bomba2		Caldera recuperació
Treball(kJ/kg)	1101	0,622	10,22	Calor (KJ/Kg)	2747,37
Potència (MW)	49,6	0,026	0,46	Potència (MW)	123,769
Treball perdut (kJ/kg)	115,53	0,098	1,43	Treball perdut (kJ/kg)	193,62

Taula 3.6. Treballs i potències del cicle de vapor amb desgasificador

	Inferior	Combinat
Potència neta (MW)	49,12	162,27
Calor aportada (MW)	123,769	306,64

Taula 3.7. Potències del cicle de vapor i del cicle combinat amb desgasificador

Rendiment inferior	Rendiment combinat
0,3968	0,5292

Taula 3.8. Rendiments del cicle de vapor i del cicle combinat amb desgasificador

Tot i que el desgasificador millori el rendiment del cicle de vapor, empitjora el rendiment global, atès que l'increment de temperatura de l'aigua a l'entrada de l'economitzador suposa una disminució en l'aprofitament de la calor residual dels fums de fuita, donat el mateix cabal de vapor (45,05 kg/s). Així doncs, entre l'extracció de vapor en la primera etapa de la turbina que redueix la potència generada, i la reducció en aquest aprofitament comporta una disminució en el rendiment global tèrmic del cicle combinat.

No obstant, l'ús d'un desgasificador no com a mètode de regeneració sinó com a tanc d'aigua d'alimentació i sistema per a eliminar oxigen i gasos dissolts si pot ser beneficiós ja que impedeix una ràpida deterioració dels equips i elements del sistema.

7.6. Estudi paramètric cicle combinat

La finalitat d'aquest apartat és estudiar en quina mesura les variables o elements que componen el sistema afecten al comportament del cicle de vapor. Per això, utilitzaré el cicle esmentat a l'apartat del cicle combinat XX, i estudiaré els paràmetres de la pressió de condensació, pressió a la caldera, el Pinch Point i l'Approach Point.

7.6.1. Pressió de condensació

La pressió de condensació és un dels paràmetres del cicle de vapor. Com més petit sigui aquest valor, l'expansió de la turbina generarà més potència, augmentat el treball net i consegüentment el rendiment del cicle:

Pressió condensador	Títol aigua	Pturbina vapor	Pnet vapor	Rendiment vapor	Rendiment cicle
0,1000	0.9377	38,91	38,45	0,29	0,49
0,0890	0.9332	39,62	39,16	0,29	0,50
0,0780	0.9282	40,42	39,96	0,30	0,50
0,0670	0.9227	41,32	40,86	0,30	0,50
0,0560	0.9163	42,36	41,90	0,31	0,51
0,0450	0.9088	43,61	43,15	0,31	0,51
0,0340	0.8995	45,16	44,70	0,32	0,51
0,0230	0.8872	47,25	46,80	0,33	0,52
0,0120	0.8682	50,55	50,10	0,35	0,53
0,0010	0.8073	61,42	60,97	0,40	0,57

Taula 3.9: Estudi paramètric de la pressió de condensació (MPa).

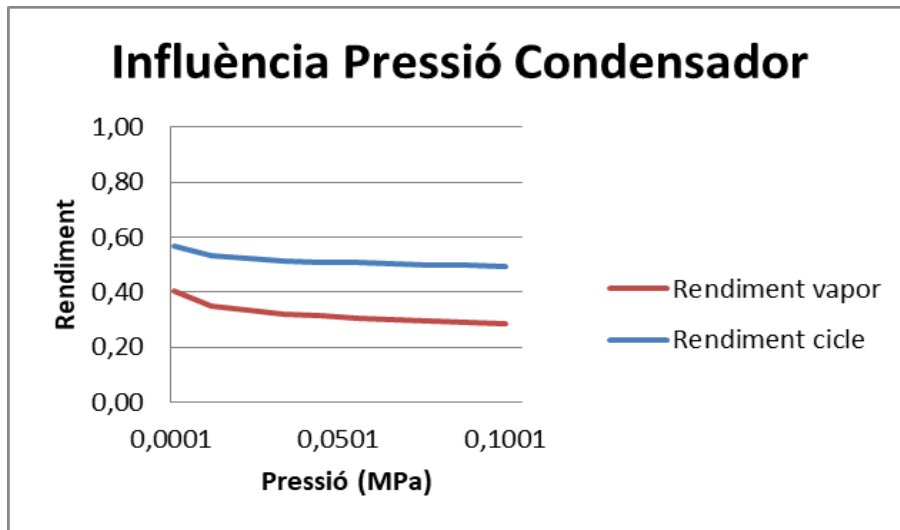


Figura 6.5: Rendiments global i del cicle de vapor

S'ha de tenir en compte que la reducció de la pressió en el condensador provoca una disminució del títol del vapor a la sortida de la turbina. Una baixa titularitat produeix un desgast desmesurat i vibracions en la turbina, provocat pels xocs de les gotes d'aigua amb els àleps de la turbina, per la qual cosa s'estableix que a la sortida d'aquestes màquines la titularitat no ha de ser inferior al 80%.

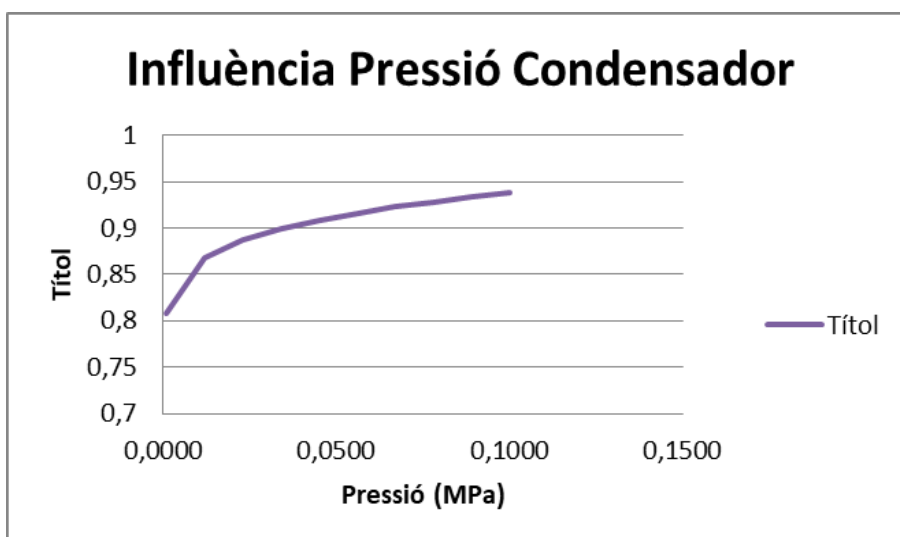


Figura 6.6: Títol a la sortida de la turbina de vapor

7.6.2. Pressió de vapor a la caldera de recuperació

Un altre factor molt important en la producció d'energia és la pressió a la que el vapor opera. Com més alta sigui aquesta pressió hi haurà més salt entàlpic a la turbina, protagonitzada per una expansió més marcada, i provocant un augment en el treball generat:

Pressió caldera	Títol aigua	Pturbina vapor	Pnet vapor	Rendiment vapor	Rendiment cicle
5	0,8749	54,284	53,995	0,3556	0,5451
6,667	0,8568	54,559	54,179	0,3648	0,5457
8,333	0,8421	54,688	54,218	0,3715	0,5459
10	0,8293	54,773	54,213	0,3766	0,5458
11,67	0,818	54,87	54,219	0,3807	0,5459
13,33	0,8076	55,02	54,277	0,384	0,546
15	0,798	55,26	54,421	0,3866	0,5465
16,67	0,789	55,625	54,687	0,3888	0,5474
18,33	0,7803	56,161	55,117	0,3906	0,5488
20	0,772	56,918	55,761	0,392	0,5509

Taula 4.1: Estudi paramètric de la pressió de la caldera (MPa).

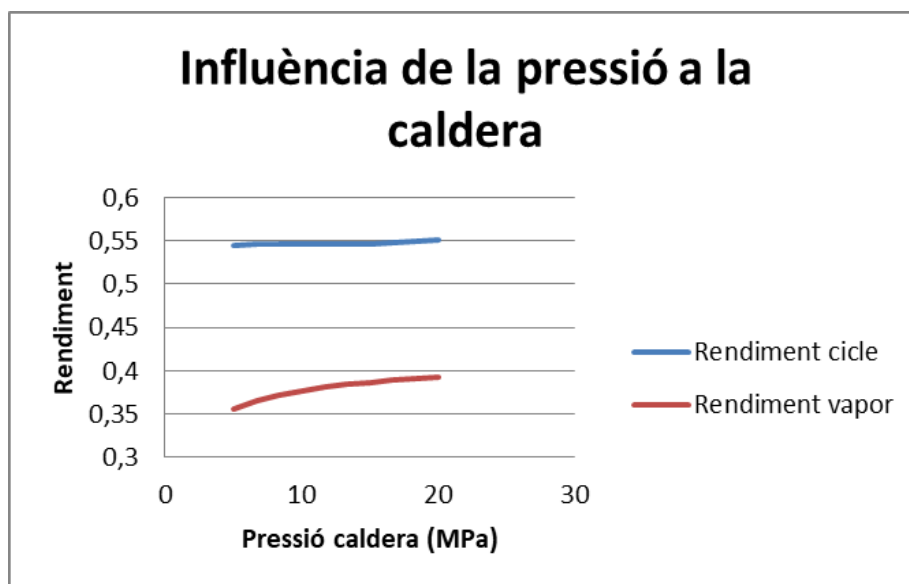


Figura 6.7: Rendiments global i del cicle de vapor

De la mateixa manera que la pressió de condensació afectava al títol del vapor a la sortida de la turbina, la pressió a la que operi el fluid també modificarà aquest valor. És

important recordar que aquest paràmetre s'ha de tenir en compte per tal de no fer malbé el funcionament de la turbina de vapor, com hem comentat anteriorment en l'apartat anterior, per el qual el títol de vapor no pot ser inferior a 0.8.

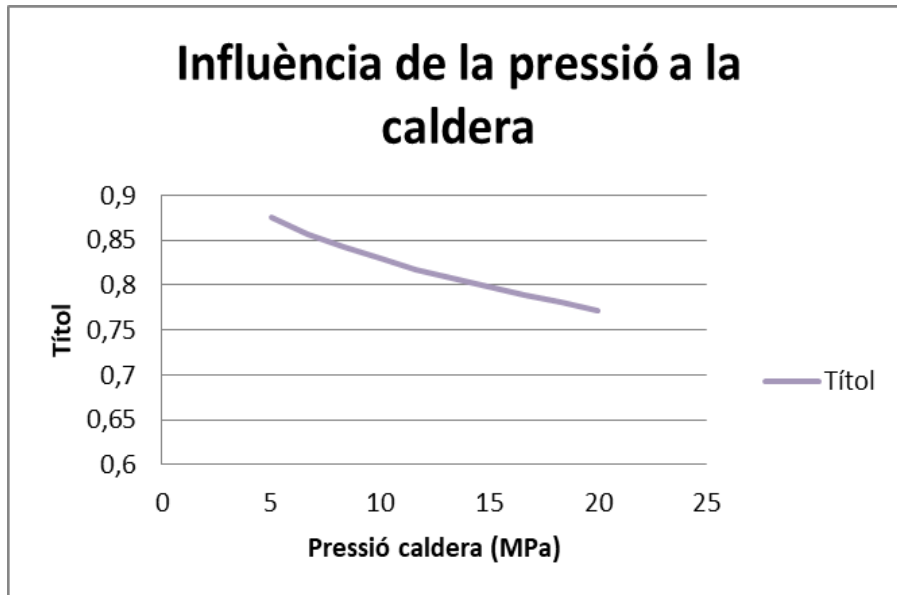


Figura 6.8: Títol a la sortida de la turbina de vapor

7.6.3. Pinch Point

La diferència mínima entre la temperatura del gas i la de saturació es denomina «Pinch Point» i és un paràmetre fonamental per al disseny de la caldera. Un estudi paramètric d'aquesta variable, en un rang de valors entre 1 i 10 °K, ens permetrà conèixer de quina manera afecta al cicle de vapor:

PP	Cabal vapor	Rendiment Cicle	Potència Perduda Caldera
1	46,61	0,5520	12,192
2	46,43	0,5513	12,267
3	46,26	0,5506	12,340
4	46,09	0,5499	12,413
5	46,09	0,5493	12,483
6	45,91	0,5486	12,553
7	45,74	0,5479	12,620
8	45,57	0,5472	12,687
9	45,22	0,5465	12,752
10	45,05	0,5458	12,816

Taula 4.2: Estudi paramètric del Pinch Point en el cicle de vapor (°K).

Com més petit sigui major serà la producció de vapor; la transferència de calor millora, ja que la diferència entre les temperatures del gas i de l'aigua és més petita. No obstant, la superfície d'intercanvi de calor de la caldera i el cost augmenten quan el Pinch Point es redueix. És necessari, per tant, arribar a una solució de compromís que proporcioni una producció satisfactòria de vapor sense elevar excessivament el cost de la caldera.

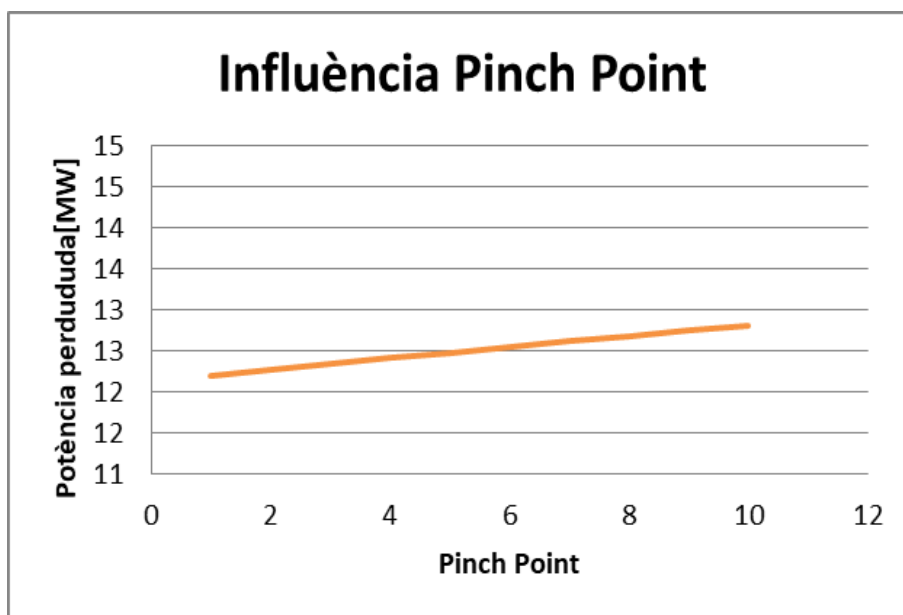


Figura 6.9: Potència perduda en la caldera de recuperació

7.6.4. Approach Point

La diferència de temperatures entre el valor de saturació i la d'entrada al calderí es coneix com «Approach Point» i ha de ser tal que s'asseguri que no es produeixi evaporació en l'economitzador quan s'operi a càrregues parcials. El Approach Point afecta també al rendiment del cicle; quant menor sigui, major serà el rendiment en reduir-se les pèrdues en la caldera. A més, el xoc tèrmic en el calderí serà també menor.

AP	Rendiment Cicle	Potència Perduda Caldera
1	0,5477	12,637
2	0,5472	12,684
3	0,5468	12,729
4	0,5463	12,773
5	0,5458	12,816
6	0,5454	12,857
7	0,5449	12,898
8	0,5445	12,938
9	0,544	12,977
10	0,5436	13,015

Taula 4.3: Estudi paramètric del Approach Point en el cicle de vapor ($^{\circ}\text{K}$).

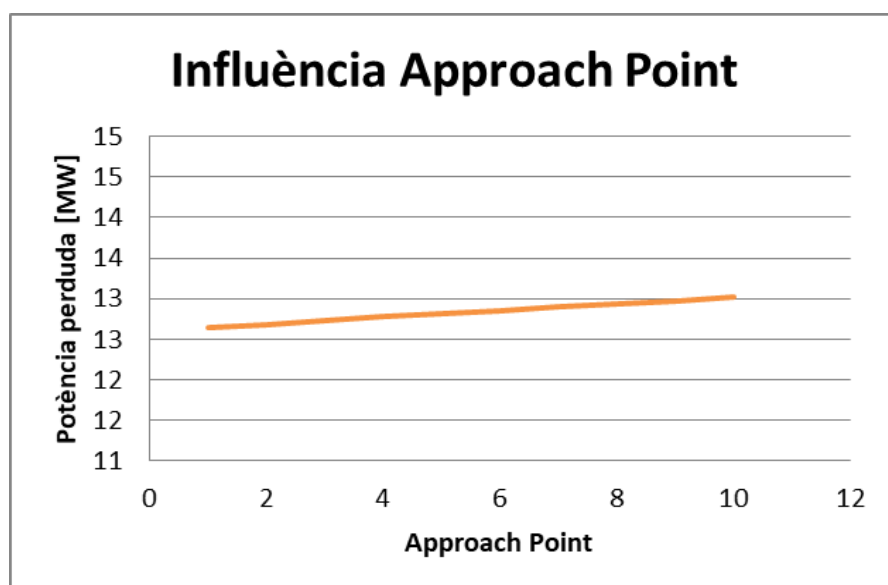


Figura 7.1: Potència perduda en la caldera de recuperació

7.7. Resultats de l'estudi

- La potència generada a la turbina de vapor s'incrementa quan la pressió de condensació disminueix i/o quan la pressió de vapor a la caldera de recuperació augmenta, millorant el rendiment de la instal·lació.

- A mesura que el Pinch Point es disminueix, el cabal màssic de vapor augmenta i les pèrdues de treball a la caldera es redueixen augmentat el rendiment de la instal·lació.
- Una disminució del Approach Point afavoreix l'intercanvi de calor a la caldera de recuperació augmentat el rendiment de la instal·lació.
- L'ús d'un desgasificador evita possible corrosions a la turbina produïdes per gasos dissolts a l'aigua, augmentat el rendiment del cicle de vapor però afectant negativament al rendiment global del cicle combinat.

7.8. Cicle combinat de dues pressions:

En aquest apartat es simularà el cicle combinat de turbina de vapor a dos pressions. Per poder comparar-lo amb els altres cicles s'han agafat les mateixes dades que a la secció 7.4, amb una única diferència:

La primera extracció de vapor saturat és realitza a la pressió intermèdia, que he fixat a 2.5MPa. La resta de vapor roman dins la caldera i mitjançant el treball d'una bomba arriba fins al 8MPa que he definit anteriorment:

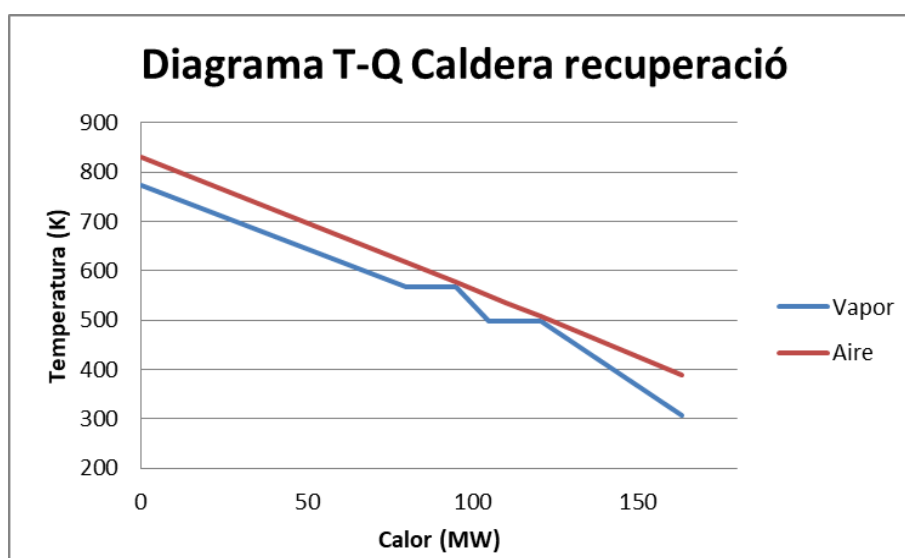


Figura 7.2. Potències del cicle de vapor i del cicle combinat

Per altra banda, es troba que el flux màssic de vapor en aquest cicle és de 51.12 Kg/s, els quals 5.4 kg/s surten a la primera extracció i la resta, 45.65 kg/s circulen cap a la turbina d'alta pressió.

En la següent taula es presenta els treballs i potències de cada component del sistema:

	Turbina	Turbina (2)	Bomba	Bomba (2)		Caldera recuperació
Treball(kJ/kg)	1214	806,1	3.134	8.214	Calor (KJ/Kg)	3193,30
Potència (MW)	55,395	4,410	0,162	0,375	Potència (MW)	163,242
Treball perdut (kJ/kg)	131,3	87,21	0,61	194,4	Treball perdut (kJ/kg)	219,81

Taula 4.4. Treballs i potències del cicle de vapor

Combinant el cicle inferior de vapor i el cicle superior de gas es troba els rendiment global de la instal·lació:

	Inferior	Combinat
Potència neta (MW)	59,268	172,719
Calor aportada (MW)	163,242	306,64

Taula 4.5. Potències del cicle de vapor i del cicle combinat

Rendiment inferior	Rendiment combinat
0,363	0,563

Taula 4.6. Rendiments del cicle de vapor i del cicle combinat

7.9. Cicle combinat turbina de gas

Aquest cicle està format per dos circuits de turbina de gas connectats entre sí de manera que el cicle superior alimenta l'inferior subministrant-li la calor que sobre en els fums resultants. L'anàlisi termodinàmica d'aquests cicles es realitzarà a continuació en aquests apartats, on es centrarà principalment en el cicle inferior de gas. S'estudiarà quins paràmetres afecten més en el rendiment i quines són les configuracions més òptimes per aprofitar al màxim el calor residual.

Recordem que per al cicle superior s'havien agafat aquestes dades:

Cicle superior turbina de gas	Valor	Unitats
Relació de pressió	16	
Temperatura aire entrada turbina	1500	K
Eficiència compressor	0,80	
Eficiència turbina	0,90	
Flux d'aire	350	kg/s
Temperatura entrada compressor	303	K

Taula 4.7: Paràmetres d'entrada al cicle superior

Per altra banda, tenim que al cicle inferior una quantitat determinada d'aire entra al compressor en condicions ambientals, i es comprimeix amb una relació de 4. Les eficiències isentròpiques dels equips, compressor i turbina, tenen un valor assignat igual al del cicle superior:

Cicle inferior turbina de gas	Valor	Unitats
Relació de pressió	4	
Eficiència intercanviador	0,9	
Eficiència compressor	0,80	
Eficiència turbina	0,90	
Flux d'aire	370	kg/s
Temperatura entrada compressor	303	K

Taula 4.8: Paràmetres d'entrada al cicle superior

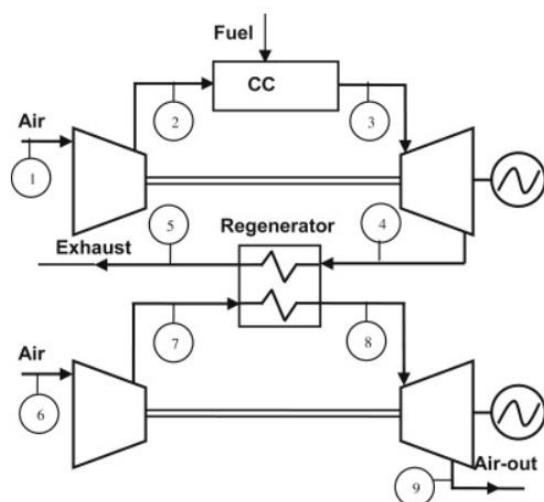


Figura 7.3: Cicle combinat dual de turbina de gas. Font [3]

$$Eficiència = \frac{T[8] - T[7]}{T[4] - T[7]} \quad Eq: 8.1$$

On $T[8]$ és la temperatura de sortida del gas al cicle inferior, $T[7]$ la d'entrada i $T[4]$ la temperatura del gas del cicle superior que cedeix calor.

Amb aquestes dades hem calculat els diferents estats del gas al llarg del cicle:

Estat	hi	Pi	si	Ti
[1]	303,3	0,1	6,88	303
[2]	761,9	1,6	7,011	744,2
[3]	1638	1,6	7,819	1500
[4]	856,1	0,1	7,928	830,4
[5]	502,6	0,1	7,387	499,2
[6]	303,3	0,1	6,88	303
[7]	488,3	0,4	6,96	485,4
[8]	822,6	0,4	7,489	800
[9]	582,8	0,1	7,536	576,5

Taula 4.9: Estats del fluid del cicle dual de gas

I s'ha pogut representar l'intercanvi de calor a l'intercanviador mitjançant el diagrama T-Q:

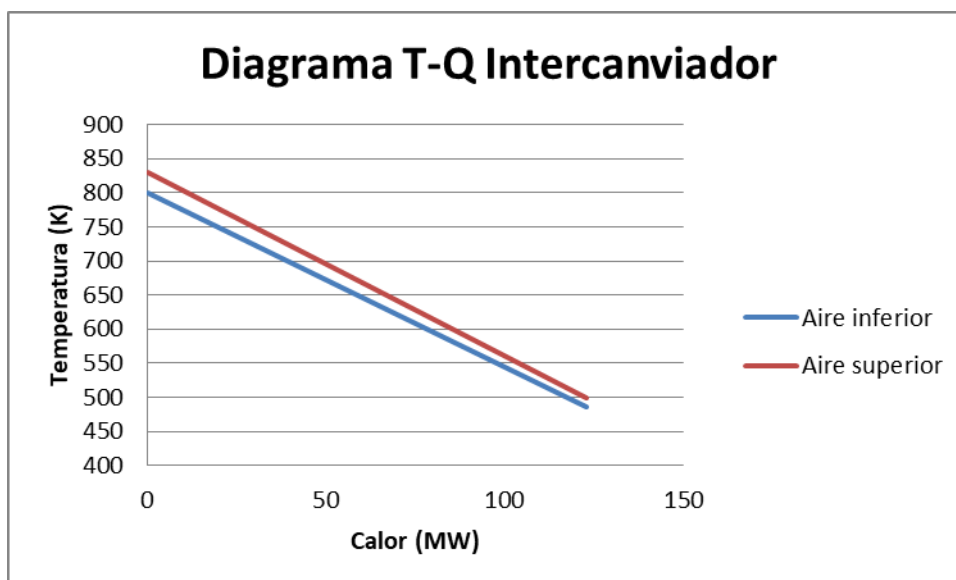


Figura 7.3: Diagrama T-Q de l'intercanviador

Si ens fixem en el cicle inferior, tenim que el gas recorre un circuit similar al cicle superior, tot i que la seva temperatura d'entrada a la turbina és més petita ja que no s'escalfa en un procés de combustió.

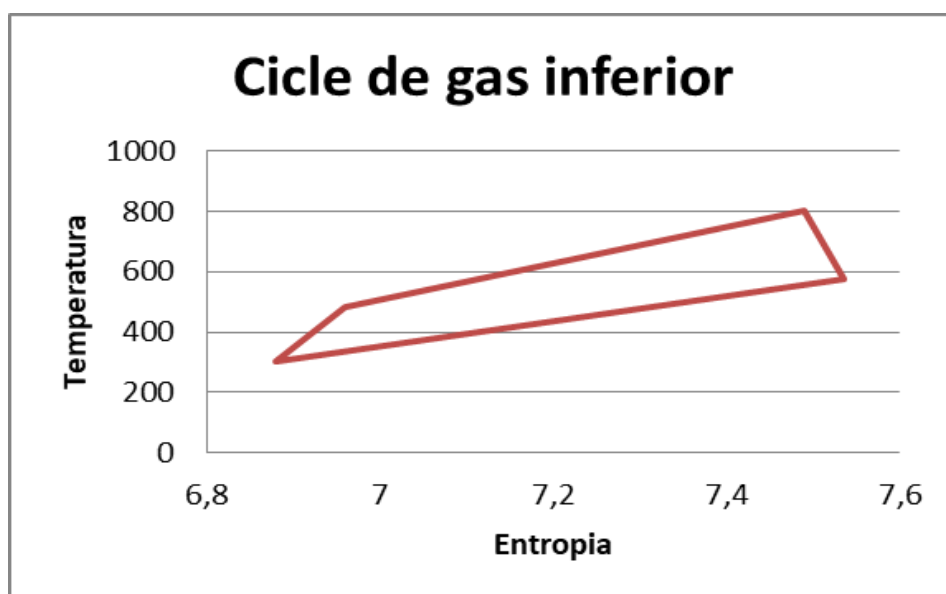


Figura 7.5: Diagrama T-s del gas en el cicle inferior

Per altra banda, tenim que les potències desenvolupades a la turbina, al compressor, i al intercanviador són:

	Turbina	Compressor		Intercanviador
Treball(kJ/kg)	239,8	184,9	Calor (KJ/Kg)	334,4
Potència (MW)	88,726	68,42	Potència (MW)	123,72
Treball perdut (kJ/kg)	13,32	22,31	Treball perdut (kJ/kg)	5,17

Taula 5.1. Treballs i potències del cicle de gas

I combinant ambdós cicles, tenim uns rendiments:

	Inferior	Combinat
Potència neta (MW)	20,30	133,45
Calor aportada (MW)	123,72	306,64

Taula 5.2. Potències del cicle de gas inferior i del cicle combinat

Rendiment inferior	Rendiment combinat
0,1640	0,4352

Taula 5.3. Rendiments del cicle de gas inferior i del cicle combinat

7.10. Estudi paramètric del cicle dual de turbina de gas

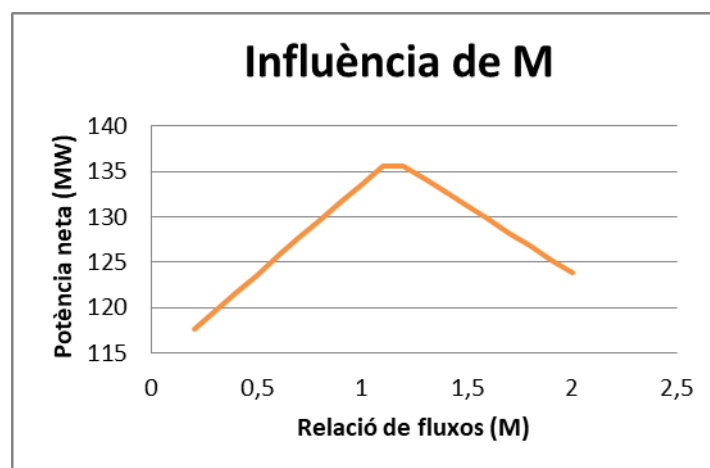
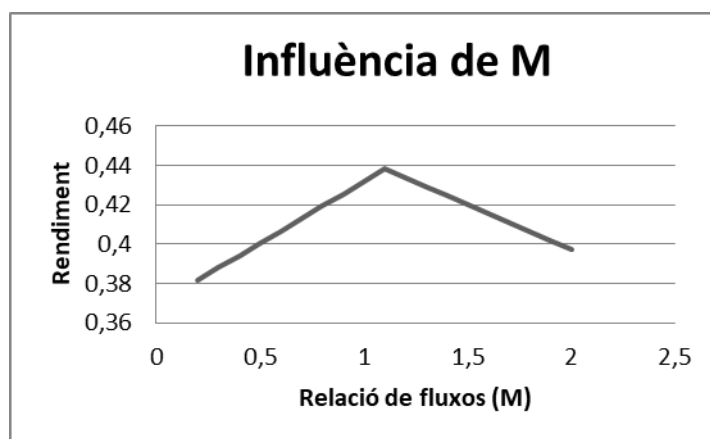
Una de les variables més importants a tenir en compte en aquests cicles és el flux d'aire del cicle inferior. Aquesta quantitat determina la temperatura màxima que es pot arribar a la sortida de l'intercanviador. En altres paraules, depenent de quin cabal màssic tingui podré reaprofitar millor o pitjor el calor residual del cicle superior.

D'aquesta manera, el primer punt a estudiar del cicle dual de gas serà com afecta aquesta variable al conjunt del sistema, i per això, he definit una nova variable, M , que serà el quocient entre el cabal màssic del cicle inferior i el cabal màssic del cicle superior:

$$M = \frac{m_{inferior}}{m_{superior}} \quad \text{Eq: 8.2}$$

I realitzaré un estudi paramètric d'aquesta variable per trobar quin és el valor més òptim per al sistema:

M	Rendiment
0,2	0,3816
0,3	0,3878
0,4	0,3941
0,5	0,4004
0,6	0,4066
0,7	0,4129
0,8	0,4191
0,9	0,4254
1	0,4317
1,1	0,438
1,2	0,4336
1,3	0,4291
1,4	0,4246
1,5	0,42
1,6	0,4155
1,7	0,4109
1,8	0,4063
1,9	0,4017
2	0,3971



Taula 5.4 i Figures 7.6 i 7.7: Estudi paramètric de M en funció del rendiment i de la potència global del cicle

Per entendre aquest anàlisi, ens hem de centrar en què passa a l'intercanviador:

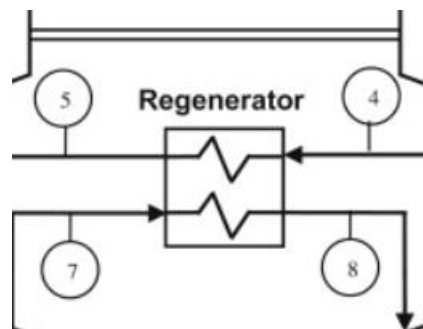


Figura 7.8: Intercanviador al cicle dual de turbina de gas. Font [3]

Per a valors petits de M , el cabal d'aire al cicle inferior és tan petit en comparació amb el superior que arriba a l'estat 8 molt fàcilment. Això significa que la transmissió de potència al intercanviador és petita, i l'aire que surt a l'estat 5 segueix tenint una gran energia tèrmica. A mesura que M va creixent, la transferència de calor és major, ja que hi ha més quantitat d'aire, i això comporta un augment de la potència generada en la turbina i en el rendiment del cicle.

M	T_5	T_8	$P_{\text{intercanviador}}$
0,2	769,6	800	23,407
0,3	738,9	800	35,111
0,4	707,9	800	46,814
0,5	676,8	800	58,518
0,6	645,4	800	70,221
0,7	613,8	800	81,925
0,8	582	800	93,628
0,9	549,9	800	105,332
1	517,7	800	117,036
1,1	485,2	800	128,739

Taula 5.5 : Influència de M a l'intercanviador

Però aquest estat 5 té un límit que no pot superar. En el cas més ideal, amb una transferència de calor perfecta, la temperatura 5 igualaria a la temperatura 7. Aleshores, a mesura que M s'apropa a valors pròxims a 1.1, la calor transferida és màxima i cada vegada més la T_5 s'apropa a T_7 . Arribarà un punt que l'estat 5 ja no podrà baixar més la seva energia tèrmica, degut a la gran quantitat d'aire que absorbeix la seva calor, i l'eficiència del intercanviador disminuirà. Conseqüentment la temperatura 8 serà menor i això provocarà que el rendiment del cicle inferior, i per tant del global, sigui més baix.

M	T5	T8	Pintercanviador
1,1	485	800,2	128,826
1,2	485	774,8	128,826
1,3	485	753,1	128,826
1,4	485	734,5	128,826
1,5	485	718,3	128,826
1,6	485	704,1	128,826
1,7	485	691,5	128,826
1,8	485	680,3	128,826
1,9	485	670,3	128,826
2	485	661,2	128,826

Taula 5.6: Influència de M a l'intercanviador

7.10.1. Estudi paramètric de la relació de pressions al cycle inferior

De la mateixa manera que l'augment de la relació de pressions al cycle superior incrementava el rendiment, cal preguntar-se si el compressor del circuit inferior genera la mateixa resposta.

En el cas del cycle superior, la relació de pressions no podia elevar la temperatura del fluid més enllà de la temperatura de combustió, ja que sinó seria el gas qui cediria calor al combustible. Per arribar a aquestes temperatures properes a 1500°K s'exigeix compressions molt elevades, pràcticament impossibles de realitzar. Per tant podem concloure que augmentant la compressió de l'aire, en un rang de valors realistes, el rendiment sempre s'incrementava.

No obstant, això no es igualment aplicable al cycle inferior. En aquest cas la temperatura de l'aire està limitada a la calor que puguin transferir els gasos residuals del cycle superior. Com hem vist abans, aquesta temperatura està al voltant dels 800°K. D'aquesta manera, el compressor del cycle inferior haurà de realitzar compressions més baixes per a què sigui compensable el treball de compressió i l'energia aprofitada a l'intercanviador.

Per a trobar el valor més òptim de compressió s'han agafat un rang de valors i s'ha obtingut les potències i rendiments del cycle:

r_t	T7	Pnet inferior	Rendiment
1,1	313,5	3,316	0,3899
1,533	352,1	12,648	0,4224
1,967	383,5	17,387	0,4389
2,4	410,2	19,791	0,4472
2,833	433,5	20,852	0,4509
3,267	454,4	21,079	0,4517
3,7	473,3	20,758	0,4506
4,133	490,6	20,064	0,4482
4,567	506,6	19,109	0,4449
5	521,5	17,97	0,4409

Taula 5.7: Influència de la r_t

Es troba que el valor que fa màxim la potència neta del cicle inferior, i per tant el rendiment tèrmic, està al voltant de 3.2.

7.11. Cicle dual de gas amb refrigeració intermèdia

Aquest sistema s'empra per aprofitar al màxim la calor al intercanviador. Com més baixa sigui la temperatura a l'entrada més calor podrà absorbir. A la pràctica, es poden utilitzar diversos compressors per comprimir el gas en varies etapes, refredant el fluid a cada una d'elles, per apropar-se al màxim a una compressió isentròpica.

En aquest apartat estudiaré un sistema amb dos compressors al cicle inferior, units per un intercanviador que refredi l'aire a l'entrada del segon compressor.

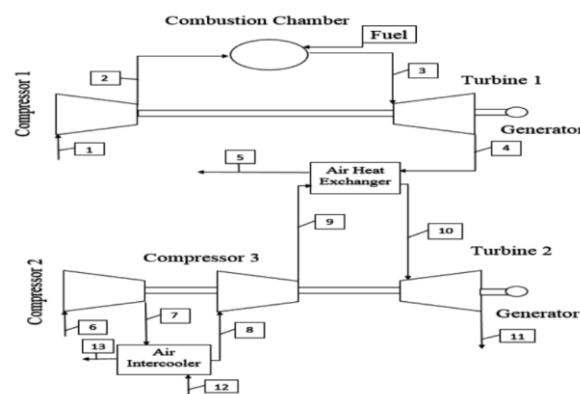


Figura 7.9: Cicle dual de gas amb refrigeració intermèdia. Font [3]

Les dades que he utilitzat per al cicle inferior són les següents:

Cicle inferior turbina de gas	Valor	Unitats
Relació de pressió (1)	2	
Relació de pressió (2)	2	
Eficiència intercanviadors	0,9	
Eficiència compressors	0,8	
Eficiència turbina	0,9	
Flux d'aire	370	kg/s
Temperatura entrada compressor	303	K

Taula 5.8. Paràmetres per al cicle inferior

Per a la refrigeració intermèdia s'usa un intercanviador de calor on aire en condicions ambientals absorbeix calor del fluid comprimit. Per valorar l'eficàcia d'aquest element utilitzem l'equació de l'eficiència que ens permet relacionar les temperatures a l'entrada i a la sortida:

$$Eficiència = \frac{T[8] - T[7]}{T[13] - T[7]} \quad Eq: 8.3$$

On T[8] representa- la temperatura de l'aire refredat, T[7] a l'entrada de l'intercanviador i T[13] l'aire refrigerant que s'allibera a l'exterior. Un cop definit tots els paràmetres obtenim aquests resultats amb la simulació:

Estat	hi	Pi	si	Ti
[1]	303,3	0,1	6,88	303
[2]	761,9	1,6	7,011	744,2
[3]	1638	1,6	7,819	1500
[4]	856,1	0,1	7,928	830,4
[5]	405,9	0,1	7,172	404,5
[6]	303,3	0,1	6,88	303
[7]	386,7	0,2	6,925	385,7
[8]	311,2	0,2	6,707	311
[9]	396,7	0,4	6,751	395,8
[10]	822,6	0,4	7,489	800
[11]	582,8	0,1	7,536	576,5
[12]	303,3	0,1	6,88	303
[13]	383,1	0,1	7,114	382,1

Taula 5.9. Estats de l'aire al cicle dual de gas

I per al cicle inferior tenim el diagrama T-s:

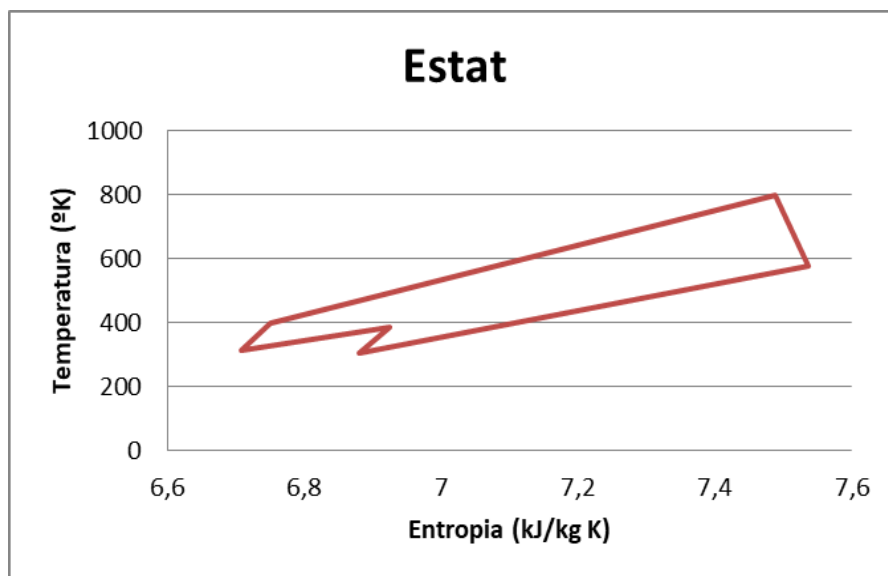


Figura 8.1: Diagrama T-s de l'aire al cicle inferior

Per altra banda, tenim que les potències desenvolupades a la turbina, al compressor, i al intercanviador són:

	Turbina	Compressor (1)	Compressor (2)		Intercanviador
Treball(kJ/kg)	239,8	83,35	85,55	Calor (KJ/Kg)	425,90
Potència (kJ/kg)	88,73	30,84	31,653	Potència (kJ/kg)	157,58
Treball perdut (kJ/kg)	13,37	12,45	12,45	Treball perdut (kJ/kg)	6,70

Taula 6.1. Treballs i potències del cicle de gas

I combinant ambdós cicles, tenim uns rendiments:

	Inferior	Combinat
Potència neta (MW)	26,23	139,386
Calor aportada (MW)	157,58	306,64

Taula 6.2. Potències del cicle de gas inferior i del cicle combinat

Rendiment inferior	Rendiment combinat
0,1664	0,4546

Taula 6.3. Rendiments del cicle de gas inferior i del cicle combinat

7.11.1. Estudi paramètric de les relacions de compressions

Aquests sistemes amb refrigeració intermèdia ens plantegen una nova qüestió: al tenir dos compressors hem de trobar quina combinació de les dues relacions de pressió són les més efectives. Amb varies simulacions alternant diverses pressions, sempre i quan la combinació de les dues porti a la mateixa compressió final, s'ha trobat que:

$r_t(1)$	$r_t(2)$	Rendiment	Pcomp1	Pcomp2
3,3	1,2	0,447	57,24	8,2
2,2	1,8	0,451	36,57	28
2	2	0,452	30,84	31,65
1,8	2,2	0,45	25,75	38,75
1,4	2,8	0,44	14,2	52,5
1,3	3	0,43	10,96	56,54
1,1	3,8	0,42	3,8	71,7

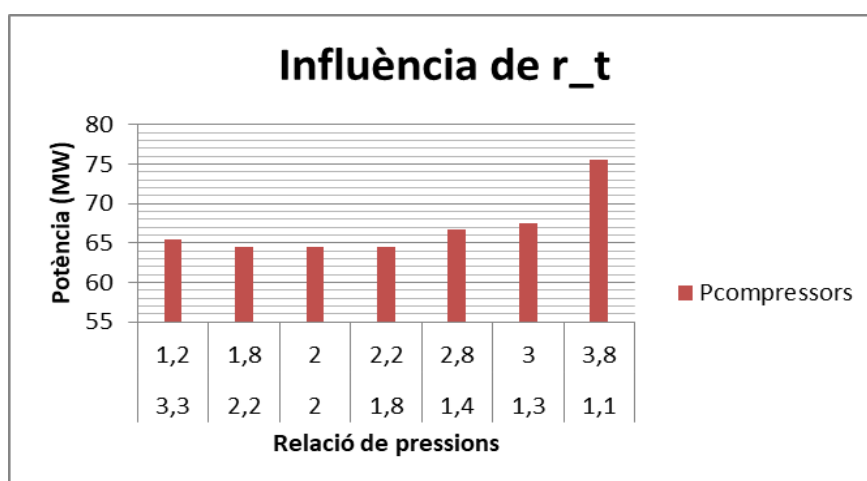
Taula 6.4. Estudi paramètric de $r_t(1)$ i $r_t(2)$ 

Figura 8.2: Potència total dels compressors del cicle inferior

La relació de pressions que disminueix al màxim el treball dels dos compressors i que per tant augmenta el rendiment total del cicle es aquella que:

Si $r(t)$ és la compressió total del fluid, en aquest cas 4, tenim que les altres dues, d'acord amb diversos estudis teòrics que es mostren al llibre Màquines tèrmiques [5], han de complir:

$$r_t(1), r_t(2) = \sqrt{r(t)} \quad \text{Eq: 8.4}$$

7.12. Resultats de l'estudi

- Existeix un valor en la relació de fluxos entre el cicle superior i l'inferior que fa màxim la potència neta generada i, per tant, el rendiment global del cicle.
- Hi ha un valor per a la relació de compressió del cicle inferior que permet aprofitar al màxim la calor a l'intercanviador i per tant augmentar el rendiment global del cicle.
- En el sistema amb dues compressions, la relació de compressió individual de cada compressors ha de ser l'arrel geomètrica de la compressió total, per disminuir al màxim el treball d'aquests components i augmentar el rendiment global del cicle.

7.13. Cicle dual de gas amb refrigeració intermèdia i combustió seqüencial

L'últim model que es presenta en l'estudi dels cicles duals de gas és la incorporació de dues turbines al cicle inferior, unides per una segona cambra de combustió. D'aquesta manera, de forma similar al cas de la refrigeració intermèdia, l'expansió total del fluid es realitza en dues etapes, entre la primera i la segona turbina, i reescalfant el gas entre les dues s'intenta arribar el més proper a una expansió isentròpica.

A continuació mostro les dades que he utilitat per simular un sistema amb refrigeració intermèdia i combustió seqüencial:

Cicle inferior turbina de gas	Valor	Unitats
Relació de pressió (1)	2	
Relació de pressió (2)	2	
Eficiència intercanviador	0,9	
Eficiència compressors	0,8	
Eficiència turbines	0,9	
Flux d'aire	370	kg/s
Temperatura entrada compressor	303	K
Temperatura combustió (2)	800	K

Taula 6.5. Variables del cicle inferior

On la temperatura d'entrada a la segona turbina és la mateixa que la de la primera, 800 K, gràcies al calor subministrat a la cambra de combustió.

El comportament del fluid al cicle inferior es mostra en la figura 8.3:

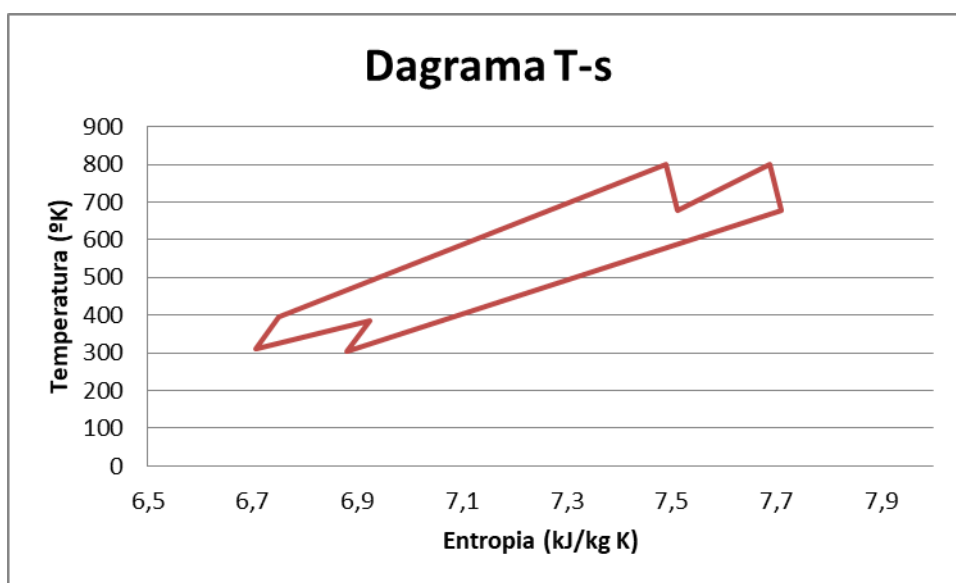


Figura 8.3: Diagrama T-s al del fluid al cicle inferior.

La utilització de la combustió seqüencial s'utilitza per incrementar la potència generada a les turbines, però per altra banda també augmenta el consum de combustible. Els resultats de la simulació s'han resumit en aquestes taules:

	Turbina (1)	Turbina (2)	Compressor (1)	Compressor (2)		Intercanviador	Cambra combustió (2)
Treball(kJ/kg)	131,1	131	83,35	85,55	Calor (KJ/kg)	425,90	131
Potència (kJ/kg)	48,50	48,47	30,84	31,653	Potència (kJ/kg)	157.,58	48,47
Treball perdut (kJ/kg)	6,105	6,451	12,45	12,45	Treball perdut (kJ/kg)	6,70	317,11

Taula 6.6. Potències i treballs perduts al cicle inferior de gas combustió seqüencial

	Inferior	Combinat
Potència neta (MW)	34,477	147,62
Calor aportada (MW)	206,05	355,11

Taula 6.7. Potència neta i calor subministrada combustió seqüencial

On es pot observar que tant la potència neta del cicle combinat, com la calor aportada augmenten considerablement.

Rendiment inferior	Rendiment combinat
0,1673	0,4157

Taula 6.8. Rendiments cicle combustió seqüencial

L'ús d'aquests sistemes suposen una disminució en el rendiment global del cicle. Per aportar la calor necessària a la segona cambra de combustió, és requereix 50MW més de potència que cal subministrar al fluid, i això comporta un augment del 75% en el consum de combustible. Per altra banda, l'energia generada a la segona turbina només suposa un increment de 8MW en la potència neta global del cicle, fent conseqüentment disminuir el rendiment global del cicle.

8. Estudi econòmic

En aquest apartat es realitzarà un estudi econòmic simple, dels cicles combinats de turbina de gas i de vapor d'una pressió, en funció de la potència neta que s'obtenen de cadascun d'ells. Per poder realitzar un anàlisi comparatiu entre els diferents cicles, agafaré com exemple el cas d'una central que vulgui generar 400MW. Amb aquest paràmetre establert, duen a terme les corresponents simulacions dels sistemes, tenim que el consum de combustible per als diferents cicles és de:

	Cicle combinat de turbines de gas	Cicle combinat amb turbina de vapor
Potència neta (MW)	400	400
Consum de combustible (kg/s)	50.79	41.1

Taula XX: Potència i consum dels cicles combinats

I mitjançant factors de conversió, podem expressar el consum de combustible en funció dels quilowatts per hora de cada planta:

	Cicle combinat de turbines de gas	Cicle combinat amb turbina de vapor
Consum combustible (g/KWh)	457.11	369.9

Taula XX: Consum per quilowatt hora.

És evident que per al cicle amb major rendiment, el cicle amb turbina de vapor, el consum de gas natural serà menor per a la producció de la mateixa quantitat d'energia.

Per analitzar quin impacte econòmic tindria cada planta, calcularé quina despesa de combustible és necessària per a mantenir aquesta potència de 400MW durant hora, és a dir, 400MWh.

- En el cicle combinat de turbines de gas, això comportaria un consum de 182.844 kilograms de combustible.
- En el cicle combinat amb turbina de vapor, això comportaria un consum de 147.960 kilograms de combustible.

Per avaluar el preu del gas he extret les dades de l'estudi *Estudio técnico-económico de una central híbrida solar-ciclo combinado (ISCC)* [6]. D'acord a aquest treball, tenim que el preu del gas natural que s'importa d'Argèlia és de 0,0876 €/kg.

Per al preu de l'electricitat, he consultat els webs actuals de consum d'energia a Espanya, i el preu d'electricitat que es paga és de 130 €/MWh.

D'aquesta manera, podem diferenciar les despeses i els ingressos que teòricament tindríem a cada planta de cicle combinat:

- En el cicle combinat de turbines de gas, la despesa seria de 16.017,14 € i els ingressos 52.000 €.
- En el cicle combinat amb turbina de vapor, la despesa seria de 12.961,29 € i els ingressos 52.000 €.

Aquests resultats són utilitzats únicament per establir una relació simple entre el consum de combustible i la potència generada en els diferents cicles. No s'ha tingut en compte els costos d'operació ni de manteniment, la mà d'obra o la inversió del capital inicial.

Això es pretén mostrar que, només tenint en compte la potència generada i la quantitat de gas natural empleat, l'ús d'una central de cicle combinat de turbina de vapor és molt més econòmica que el cicle combinat amb dues turbines de gas. En el cas d'una central de 400MWh, la diferència de preus està al voltant de 3000 €, que significaria un estalvi de 7,5 € /MWh.

9. Impacte mediambiental

Per complir amb l'increment de la demanda d'energia elèctrica, el sistema espanyol ha impulsat el desenvolupament de les energies renovables, com l'eòlica o la solar, però donada la seva capacitat i variabilitat de subministrament, no poden fer front a aquest creixement en els pròxims anys.

Seguint amb el compromís que el govern espanyol va firmar en el protocol de Kioto, és indispensable buscar una tecnologia neta que permeti generar la quantitat d'electricitat necessària i respecti el medi ambient reduint les seves emissions.

Es per això que en aquests darrers anys hem experimentat un ràpid creixement, juntament amb les energies renovables, en el nombre de plantes de cicle combinant que s'han instal·lat a Espanya. Si les comparem amb les centrals tèrmiques convencionals, que arriben només al voltant d'un 33% de rendiment, els cicles combinats arriben a disminuir en un 30% el consum de combustible per generar la mateixa quantitat d'energia elèctrica.

Atenent als resultats obtinguts l'apartat d'anàlisi econòmica, tenim que per a la generació de 400 MW de potència, el cicle dual de gas consumeix 50.79 kg/s de combustible, mentre que utilitzant una turbina de vapor en el cicle inferior es gasten solament 41.1 kg/s. D'aquesta manera podem concloure que els cicles combinats amb turbina de vapor tenen un menor impacte ambiental, ja que el consum de gas natural per unitat de potència generada és menor. Aquestes dades ens mostren que utilitzant cicles de vapor es pot arribar a reduir en un 20% el consum de gas natural per a la mateixa generació d'energia.

De totes maneres, aquestes emissions tenen una conseqüència negativa per al medi. L'expulsió de CO₂ a l'ambient contribueix a l'efecte hivernacle, i els òxids de nitrogen generen pluges àcides. A més, les centrals que s'ubiquen a prop dels rius per disposar d'aigua de refrigeració, augmenten el consum d'aquesta i eleven la seva temperatura provocant canvis en les condicions naturals de l'entorn. Per altra banda, l'emplaçament en terrenys naturals impedeix el desenvolupament d'activitats agrícoles o ramaderes.

En un futur on la demanda energètica sigui encara més gran, i les fonts de combustible fòssils escassegin, serà imprescindible trobar una solució completament renovable i natural. Però en la situació actual que ens trobem, es pot afirmar que l'ús de les centrals de cicle combinat ha suposat una millora per al medi ambient i constitueix, avui en dia, un dels sistemes considerats més eficients i nets per a la producció d'electricitat.

Conclusions

L'escalfament global i l'augment de la demanda energètica en els darrers anys són un problema imminent per a la societat. Avui en dia encara no es possible prescindir completament dels combustibles fòssils, i es per això que es busca noves maneres per augmentar l'eficiència de les plantes i al mateix temps reduir les seves emissions.

En aquest treball s'ha estudiat dos tipus de cicles combinats, el primer format per dues turbines de gas, i el segon per una turbina de gas i una de vapor. El principi fonamental de tots els models presentats en aquest document és tractar d'aprofitar al màxim la calor de combustió que es subministra al sistema.

Amb aquesta finalitat, al llarg d'aquest projecte s'ha analitzat les propietats del fluid, així com la importància que tenen algunes variables en la resposta del sistema i diferents configuracions d'aquest per tal d'optimitzar el procés.

El comportament de l'aire és un paràmetre important que cal tenir en compte per a l'anàlisi dels resultats. El tractament d'aquest fluid com a gas ideal o gas real afecta al rendiment del sistema.

El cicle inferior de gas arriba a temperatures molt pròximes al superior, fet que disminueix el treball perdut a l'intercanviador. No obstant, el cicle de vapor absorbeix més energia, reduint l'impacte ambiental dels gasos que s'alliberen a l'ambient.

Finalment, comparant els resultats obtinguts en totes les propostes de millora, es conclou que el cicle amb més eficiència és el cicle combinat de turbina de vapor. Tot i que el seu rendiment està encara lluny de ser ideal, es presenta en aquest treball com la font més neta i més eficient entre les estudiades.

Bibliografia

Referències bibliogràfiques

- [1] Rajay Sanjay, Onkar Singh, Mukul Agarwal, *Energy and Exergy Analysis of Brayton-Brayton hybrid Cycle for Power Plant Applications*, Engineering Letters 2014 Vol. 22.
- [2] Saghafifar, Mohammad & Poullikkas, Andreas. (2015). *Thermo-economic optimization of air bottoming cycles*. Journal of Power Technologies. 95. 211-220.
- [3] *Advanced Energy Systems* de Nikolai V. Khartchenko, Vadym M. Kharchenko, 2nd Edition, 2013, Boca Raton, CRC Press
- [4] Ayub, Abubakr & Sheikh, Nadeem & Tariq, Rasikh & Mahabat Khan, Muhammad. (2018). *Thermodynamic Optimization of Air Bottoming Cycle for Waste Heat Recovery*. Department of Mechanical Engineering, HITEC University, Taxila, Pakistan
- [5] Marta Muñoz Dominguez, Antonio José Rovira de Antonio, *Máquinas Térmicas*, UNED 2014.
- [6] Ricardo Regalado Delgado, *Estudio de una planta de ciclo combinado gas-vapor*, Universidad de La Laguna 2015.
- [7] Lucía Hidalgo Cebrián, *Estudio técnico-económico de una central híbrida solar-ciclo combinado (ISCC)*, Departamento de sistemas energéticos, Escuela técnica superior de ingenieros de mines, Julio 2012.

Bibliografia complementària

- [8] Néstor Fonseca, Juan E. Tibaquirá, *Engineering equation solver (EES)*, Universidad Tecnológica de Pereira, Academia.edu Juny 2019.
- [9] Hussein Al Doori, Wadhah. (2011). *Parametric Performance of Gas Turbine Power Plant with Effect Intercooler*. Modern Applied Science. 5. 173-184. 10.5539/mas.v5n3p173.
- [10] Lugo, Raúl, Zamora, Juan M, Salazar, Martín, & Toledo, Miguel. (2009). Relaciones de Presiones Óptimas de los Ciclos Complejos de las Turbinas de Gas. *Información tecnológica*, 20(6), 137-151.

- [11] Petrica, Radan. (2016). *Design Of Dual Pressure Heat Recovery Steam Generator For Combined Power Plants*. 10.13140/RG.2.2.13108.45446.
- [12] Patiño Duque, Hernan & Rosero Coral, Brayan. (2017). *Análisis exergético de una planta de cogeneración operando bajo ciclo combinado*. *Ingeniería Investigación y Desarrollo*, Revista Ingeniería, Investigación y Desarrollo, Vol. 17 (1), Enero-Junio 2017.
- [13] Malaver de la Fuente, Manuel. (2008). *Análisis de las temperaturas, la eficiencia térmica y el trabajo neto en un ciclo dual*. *Educación Química*. 19. 122-126. 10.22201/fq.18708404e.2008.2.25787.
- [14] A.L. Polyzakis, C. Koroneos, G. Xydis, *Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant*, *Energy Conversion and Management*, Volume 49, Issue 4, 2008.

Pàgines web d'interès:

- [15] Entrada a Maig 2019 : <http://www.turbinasdegas.com>
- [16] Entrada a Juny 2019: <http://www.plantasdecogeneracion.com>
- [17] Entrada a Març 2019: http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton
- [18] Entrada a Març 2019: <http://www.cicloscombinados.com>
- [19] Entrada a Juny 2019: <http://www.fundacionenergia.es>